



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

PROYECTO FIN DE CARRERA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE TORRES DE REFRIGERACIÓN HÚMEDAS

Autor: Valentín del Olmo Duarte

Tutor: Domingo Santana Santana

Leganés, Octubre de 2013

Título: Diseño y simulación de torres de refrigeración húmedas.
Autor: Valentín Del Olmo Duarte.
Director: Domingo Santana Santana.

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____ de _____
de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de
Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE



AGRADECIMIENTOS

A mi familia, Víctor, Isabel y Víctor, por toda su dedicación, apoyo y paciencia. Sin ellos no hubiera sido posible llegar aquí y para ellos es este proyecto.

A mi tutor de empresa y amigo, Fernando Alejandro, por su paciencia y dedicación en mi introducción laboral.

A mi tutor del proyecto, Domingo Santana, por su implicación en el proyecto.

Gracias.

RESUMEN

El proyecto fin de carrera aborda el proceso de diseño y simulación de torres de refrigeración húmedas, planteando la falta de exactitud y rigurosidad de los métodos generalizados de cálculo de la transferencia de calor y masa.

La problemática relativa a la representación de la transferencia de calor y masa se resuelve mediante la aplicación del método de Poppe, que calcula la transferencia de calor y masa sin llevar a cabo las suposiciones críticas utilizadas por los métodos tradicionales (método de Merkel y método ϵ -NTU) para simplificar el cálculo. Estas suposiciones críticas consisten en considerar el factor de Lewis igual a la unidad, considerar el aire a la salida de la torre saturado y caracterizado únicamente por su entalpía y despreciar el caudal de agua evaporado en el balance energético.

Aplicando el método de Poppe se obtienen resultados con mayor grado de precisión, solventado el principal problema de los métodos de Merkel y ϵ -NTU, la correcta caracterización del aire a la salida de la torre de refrigeración.

Una vez resuelto el problema de transferencia, se analiza el diseño y simulación de torres de refrigeración húmedas desde un punto de vista teórico y práctico. Se describen los elementos que forman la torre, los parámetros de diseño, las consideraciones de operación y las herramientas comúnmente utilizadas en el proceso de diseño y simulación, con el objetivo de analizar el proceso de cálculo del performance o funcionamiento de una torre de refrigeración.

Finalmente, se implementa el conocimiento desarrollado sobre el performance y la transferencia de calor y masa en aplicaciones en Matlab, para asistir al proceso de diseño y simulación de torres de refrigeración húmedas.

Palabras clave: Torres de refrigeración húmedas, transferencia de calor y masa, método de Poppe, método de Merkel, método ϵ -NTU, empaquetamiento, curvas de funcionamiento, curva de demanda, curva característica.

ABSTRACT

The Project looks into the design and simulation of the wet cooling tower taking into account the inaccuracy carried out by the most commonly used methods to calculate the mass and heat transfer.

The issue regarding the heat and mass transfer is solved by the implementation of the Poppe method, which calculates the heat and mass transfer without making the critical assumption used in traditional methods (Merkel method and ϵ -NTU method) to simplify the calculation. The simplifying assumptions of the Merkel theory are; assumption 1, the Lewis factor is equal to one; assumption 2, the air exiting the cooling tower is saturated with water vapor and it is characterized only by its enthalpy; assumption 3, the reduction of water flow rate by evaporation is neglected in the energy balance.

More precise results are achieved by the implementation of Poppe method and the main issue of the Merkel and ϵ -NTU method, the correct characterization of the exit air, is solved.

Once the heat and mass transfer issue is solved, the project analyzes the wet cooling tower design and simulation from a theoretical and practical point of view. The tower components, the design parameters, the performance considerations and the general tools used to design and simulate the towers are described in order to analyze the performance calculation of the wet cooling towers.

Finally, the project develops some applications created in Matlab, based on the performance information to support the design and simulation process of wet cooling towers.

Keywords: Wet cooling tower, heat and mass transfer, Poppe method, Merkel method, ϵ -NTU method, fill, packing, performance curve, demand curve, characteristic curve.



ÍNDICE GENERAL:

Resumen/Abstract.	2
1 Introducción y objetivos.	
1.1 Introducción	14
1.2 Objetivo	15
1.3 Estructura de la memoria	16
2 Torres de refrigeración.	
2.1 Introducción a la refrigeración	20
2.2 Tipos de torres de refrigeración	21
3 Torres de refrigeración húmedas	
3.1 Principio de operación	36
3.2 Parámetros de diseño	39
3.3 Factores que afectan al diseño	42
3.4 Materiales	49
3.5 Calidad del agua	52
3.6 Operación con riesgo de hielo	60
3.7 Componentes estructurales	63
3.8 Componentes mecánicos	95
3.9 Componentes eléctricos	103
3.10 Componentes auxiliares	104
3.11 Instrumentación y control	110
3.12 Control del penacho	113
4 Transferencia de calor y masa.	
4.1 Introducción a la transferencia de calor y masa	116
4.2 Método de Poppe para torres en contraflujo	117
4.3 Método de Poppe para torres en flujo cruzado	128
4.4 Método Merkel	138
4.5 Método ϵ -NTU	142
4.6 Evaluación de las suposiciones de Merkel	147
4.7 Influencia del factor de Lewis	151
4.8 Ejemplos ilustrativos	155
4.9 Propiedades termofísicas	162

**5 Performance.**

5.1	Introducción al performance	165
5.2	Curvas características	168
5.3	Curvas de funcionamiento	179
5.4	Caída de presión y dimensionado del ventilador	180
5.5	Cálculo de bombas	196
5.6	Consideraciones de operación	197
5.7	Tests y códigos.....	203

6 Aplicaciones en Matlab.

6.1	Introducción a las aplicaciones	211
6.2	Funciones de transferencia de calor y masa para empaquetamientos en contraflujo	215
6.3	Función de transferencia de calor y masa para empaquetamientos en flujo cruzado	219
6.4	Funciones adicionales.....	221
6.5	Ejemplos de aplicación.....	230

Anexo A. Código de las aplicaciones en Matlab.	248
---	-----

Bibliografía.	280
----------------------------	-----

Glosario.	284
------------------------	-----

Referencias.	288
---------------------------	-----

ÍNDICE DE FIGURAS:

Figura 1. Torre de refrigeración de contacto directo (izquierda) e indirecto (derecha) ..	21
Figura 2. Torre de refrigeración de contacto directo Spray-Filled	22
Figura 3. Torre de refrigeración híbrida.....	22
Figura 4. Torre de refrigeración Coil Shed	23
Figura 5 .Torre de refrigeración híbrida.....	24
Figura 6. Torre de refrigeración con intercambiador de saturación adiabática	25
Figura 7. Torres de refrigeración de spray vertical y horizontal	26
Figura 8. Torre de refrigeración hiperbólica	27
Figura 9. Torres de refrigeración mecánicas	29
Figura 10. Torre de refrigeración Factory-Assembled de pequeño tamaño.....	30
Figura 11. Torre de refrigeración Factory-Assembled multicelular	30
Figura 12. Torre de refrigeración Field-Erected multicelular	31
Figura 13. Torre de refrigeración mecánica inducida en contraflujo	32
Figura 14. Torre de refrigeración mecánica inducida, flujo cruzado y doble	32
Figura 15. Torre de refrigeración mecánica inducida, flujo cruzado y único	33
Figura 16. Torre de refrigeración mecánica circular de configuración circular en contraflujo	34
Figura 17. Relación de temperaturas para una torre de refrigeración en contraflujo	36
Figura 18. Diagrama psicométrico del aire. Camino del aire a través de la torre	37
Figura 19. Diagrama psicométrico del aire	38
Figura 20. Variación de la dimensión con el rango	39
Figura 21. Psicrómetro	40
Figura 22. Rango y aproximación.....	40
Figura 23. Variación de la dimensión con la aproximación.....	41
Figura 24. Interferencias entre dos torres.....	42
Figura 25. Recirculación	43



Figura 26. Efecto del aire sobre la velocidad de descarga de la pluma	44
Figura 27. Recirculación en función de la configuración y el ratio de velocidades	44
Figura 28. Recirculación en torre forzada.....	45
Figura 29. Soluciones a la recirculación mediante paredes y pantallas	45
Figura 30. Orientación de las torres con viento longitudinal predominante	46
Figura 31. Orientación de las torres con viento de costado predominante	47
Figura 32. Comparación del trazado de tuberías para distintas configuraciones	47
Figura 33. Caudal de purga frente a los ciclos de concentración	54
Figura 34. Calidades del agua estándar.....	55
Figura 35. Paquete de tratamiento y control automático del agua.....	59
Figura 36. Tuberías y válvulas de un sistema de bypass directo al depósito de agua fría	61
Figura 37. Componentes de una torre de refrigeración.....	63
Figura 38. Componentes de una torre de refrigeración.....	64
Figura 39. Marco de la torre de refrigeración.....	66
Figura 40. Sistema de elevadores individuales para cada célula	67
Figura 41. Sistema de elevadores conjuntos para una torre en flujo cruzado	68
Figura 42. Cilindro del ventilador.....	70
Figura 43. Cilindro del ventilador.....	70
Figura 44. Soporte del equipo mecánico.....	72
Figura 45. Esquema de flujo en empaquetamiento de salpicadura.....	73
Figura 46. Empaquetamiento de salpicadura de acero perforado.....	74
Figura 47. Empaquetamiento de malla	75
Figura 48. Esquema de flujo en empaquetamiento de película	75
Figura 49. Tipos de empaquetamiento de película	76
Figura 50. Empaquetamiento Cross-Flute.....	77
Figura 51. Empaquetamiento Vertical-Flute	77
Figura 52. Empaquetamiento Offset-Flute.....	77

Figura 53. Esquema de flujos en función de la microestructura	78
Figura 54. Ejemplos de empaquetamientos con diferentes microestructuras	78
Figura 55. Ensuciamiento del empaquetamiento.....	80
Figura 56. Ensuciamiento e incrustaciones en el empaquetamiento	81
Figura 57. Evolución del peso total del empaquetamiento	82
Figura 58. Eliminador del arrastre	90
Figura 59. Eliminador del arrastre integrado en el empaquetamiento	90
Figura 60. Cubierta	91
Figura 61. Cara de entrada de aire de una torre de flujo cruzado.....	92
Figura 62. Entrada de aire con persianas	93
Figura 63. Persianas integradas en las hojas del empaquetamiento de película.....	93
Figura 64. Escaleras de acceso	94
Figura 65. Esquema de un ventilador propeller y componentes	95
Figura 66. Ventilador propeller	96
Figura 67. Ventilador propeller	96
Figura 68. Ventilador centrífugo	97
Figura 69. Caja reductora.....	98
Figura 70. V-belt driver.....	98
Figura 71. Eje conductor.....	99
Figura 72. Válvula de control.....	100
Figura 73. Bomba de aspiración axial.....	101
Figura 74. Bomba horizontal de carcasa dividida	101
Figura 75. Bomba vertical de tipo turbina.....	102
Figura 76. Sistema de brazo giratorio con muñeca.....	104
Figura 77. Grúa endwall derrick.....	104
Figura 78. Filtro en el depósito de agua fría.....	105
Figura 79. Método de tanque interno	107



Figura 80. Calentador eléctrico de inmersión.....	108
Figura 81. Bypass de circulación.....	109
Figura 82. Control del ventilador para una torre de una célula y motor de una velocidad	111
Figura 83. Control del ventilador para una torre de tres células y motores de una velocidad	111
Figura 84. Control del ventilador para una torre de tres células y motores de dos velocidades	111
Figura 85. Camino del aire en torre de refrigeración evaporativa.....	113
Figura 86. Camino del aire en torre de refrigeración híbrida con caminos del aire independientes	114
Figura 87. Camino del aire en torre de refrigeración híbrida con caminos del aire en serie, intercambiador seco antes de húmedo	114
Figura 88. Camino del aire en torre de refrigeración híbrida con caminos del aire en serie, intercambiador seco después de húmedo	114
Figura 89. Volumen de control del empaquetamiento de una torre de refrigeración en contraflujo	117
Figura 90. Volumen de control de la interfase del empaquetamiento de una torre de refrigeración en contraflujo	118
Figura 91. Volumen de control del empaquetamiento de una torre de refrigeración en contraflujo	121
Figura 92. Empaquetamiento en contraflujo dividido en 5 intervalos.....	124
Figura 93. Volumen de control de una torre de flujo cruzado	128
Figura 94. Empaquetamiento dividido en cuatro intervalos por dimensión	132
Figura 95. Aproximación de una derivada de primer orden por una diferencia finita backward	132
Figura 96. Celda del la malla.....	133
Figura 97. Valor medio de $Me_{\eta}(i,j)$ en el centro de la celda	136
Figura 98. Diagrama de entalpía para del método de Merkel	140
Figura 99. Diagrama de entalpía para del método de Merkel y Poppe.....	141
Figura 100. Diagrama psicométrico para el caso sobresaturado	149
Figura 101. Diagrama psicométrico para el caso subsaturado	149



Figura 102. Diagrama psicométrico.....	150
Figura 103. Diagrama de entalpías para el método de Merkel y Poppe	150
Figura 104. Calor disipado en función de la humedad del aire de entrada y del factor de Lewis	151
Figura 105. Temperatura de salida del agua en función de la humedad del aire de entrada y del factor de Lewis.....	152
Figura 106. Caudal de agua evaporada en función de la humedad del aire de entrada y del factor de Lewis.....	153
Figura 107. Temperatura de salida del aire en función de la humedad del aire de entrada y factor de Lewis.....	154
Figura 108. Estado del aire en un empaquetamiento cruzado adimensional	156
Figura 109. Evolución de parámetros acorde a la aplicación del método de Poppe....	157
Figura 110. Evolución de parámetros acorde a la aplicación del método de Merkel..	158
Figura 111. Curva característica	166
Figura 112. Curva de funcionamiento o performance curve	167
Figura 113. Tablas de Lowe para configuraciones en contraflujo y método de Merkel	171
Figura 114. Tablas de Johnson para torres en flujo cruzado y método de Merkel.....	177
Figura 115. Configuración de las torres en contraflujo en función de la entrada de aire	181
Figura 116. Stack del ventilador.....	183
Figura 117. Hoja del ventilador	183
Figura 118. Diámetro y holgura del ventilador	184
Figura 119. Esquema mecánico del ventilador.....	185
Figura 120. Esquema del test.....	187
Figura 121. Empaquetamientos utilizados en el test.....	188
Figura 122. Comparación de resultados experimentales y relación empírica	188
Figura 123. Valores de las constantes de la correlación (5.4.24)	189
Figura 124. Descripción de los empaquetamientos y configuraciones utilizadas	190

Figura 125. Correlaciones para la transferencia (utilizando Merkel) y pérdida de presión en los empaquetamientos	191
Figura 126. Caída de presión estática de los componentes de la torre	192
Figura 127. Gráfica de pérdida de presión en el empaquetamiento.....	193
Figura 128. Gráfica de pérdida de presión en el eliminador	194
Figura 129. Gráfica de pérdida de presión en la entrada de aire	195
Figura 130. Esquema de recirculación	201
Figura 131. Esquema del test de recirculación	202
Figura 132. Resultados del test de recirculación	202
Figura 133. Performance test.....	205
Figura 134. Ejemplo de performance test por el método de curvas características.....	207
Figura 135. Ejemplo de performance test por el método de curvas de performance ..	208
Figura 136. HMBD	211
Figura 137. Curvas del suministrador	213
Figura 138. Representación de una curva característica a partir de dos puntos	214
Figura 139. Esquema de empaquetamiento resuelto para el caso en contraflujo	231
Figura 140. Esquema de empaquetamiento resuelto para el caso en flujo cruzado	233
Figura 141. Esquema del ventilador inducido resuelto para una configuración en contraflujo	235
Figura 142. Esquema del sistema de bombeo resuelto	237
Figura 143. Representación gráfica del caudal de reposición frente a los ciclos de concentración.....	239
Figura 144. Esquema de cálculo de recirculación	242
Figura 145. Salida gráfica de la curva característica	244
Figura 146. Esquema de empaquetamiento resuelto para el caso en contraflujo y la función performance	247



ÍNDICE DE TABLAS:

Tabla 1. Valores de la ecuación Langelier y Ryznar	57
Tabla 2. Calidad del agua en función del tipo de empaquetamiento de película	79
Tabla 3. Calidad del agua en función del tipo de empaquetamiento de película	79
Tabla 4. Biocidas no oxidantes.....	84
Tabla 5. Resultados caso contraflujo	155
Tabla 6. Resultados caso flujo cruzado.....	158
Tabla 7. Resultados del empaquetamiento en flujo cruzado ($T_{ai}=28^{\circ}\text{C}$, $T_{wb}=27,8^{\circ}\text{C}$)	159
Tabla 8. Resultados del empaquetamiento en flujo cruzado ($T_{ai}=28^{\circ}\text{C}$, $T_{wb}=10^{\circ}\text{C}$)..	159
Tabla 9. Resultados del empaquetamiento en flujo cruzado ($T_{ai}=7^{\circ}\text{C}$, $T_{wb}=6,8^{\circ}\text{C}$)..	159
Tabla 10. Resultados del empaquetamiento en flujo cruzado ($T_{ai}=7^{\circ}\text{C}$, $T_{wb}=1^{\circ}\text{C}$)...	160
Tabla 11. Resultados para caso de comparación en contraflujo	161
Tabla 12. Resultados de las curvas experimentales en el test de empaquetamientos..	170
Tabla 13. Resultados caso contraflujo	231
Tabla 14. Resultados caso flujo cruzado.....	233



CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN.

La motivación principal del proyecto es desarrollar el conocimiento teórico y práctico relativo al diseño y simulación de torres de refrigeración húmedas para implementarlo en una serie de herramientas informáticas, que junto con la información incluida asistan al diseño de torres de refrigeración en proyectos de centrales térmicas.

El problema principal que plantea el proyecto es la falta de rigurosidad de los métodos comúnmente aceptados para el cálculo de la transferencia de calor y masa en las torres de refrigeración húmedas.

Los métodos de Merkel y ε -NTU se utilizan en el ámbito académico y profesional debido a la simplicidad de cálculo derivada de la aplicación de tres suposiciones críticas, que tienen un determinado impacto en función de las condiciones de operación. Los métodos de Merkel y ε -NTU determinan las condiciones del aire a la salida del empaquetamiento y la carga total refrigerada de manera errónea al considerar el aire a la salida del empaquetamiento saturado y despreciar la evaporación en el balance energético. Esta falta de rigurosidad puede solventarse con la aplicación del método de Poppe, que aumenta la complejidad de cálculo pero representa con exactitud la transferencia, obteniendo valores de carga total refrigerada y condiciones del aire de salida próximos a los obtenidos mediante los tests de campo. Esta rigurosidad en la representación es obligatoria a la hora de diseñar torres para determinadas configuraciones y condiciones de operación.

Además, se desarrolla la información relativa al diseño, selección y simulación de torres de refrigeración, abordando desde la configuración inicial hasta el material de los componentes, haciendo hincapié en el cálculo de la transferencia de calor y masa, el dimensionado de los equipos y las curvas de diseño y simulación (off-design), es decir, el performance de la planta.



1.2 OBJETIVOS.

El objetivo principal del proyecto es desarrollar el modelo de transferencia de calor y masa de una torre de refrigeración húmeda con la mayor exactitud posible, utilizando el método de Poppe, e integrarlo en Matlab.

Los subobjetivos son:

- i. Desarrollar las consideraciones de diseño y funcionamiento que afectan al performance de la torre de refrigeración.
- ii. Desarrollar el procedimiento de cálculo de ventiladores y bombas de circulación.
- iii. Desarrollar la información relativa al diseño estructural, mecánico y eléctrico de las torres de refrigeración húmedas.
- iv. Implementar los desarrollos en Matlab.



1.3 ESTRUCTURA DE LA MEMORIA.

1 Introducción y objetivos.

- 1.1 Introducción.
- 1.2 Objetivos.
- 1.3 Estructura de la memoria.

2 Torres de refrigeración.

- 2.1 Introducción a la refrigeración: breve introducción a la refrigeración.
- 2.2 Tipos de torres de refrigeración: clasificación y características principales de las torres de refrigeración.

3 Torres de refrigeración húmedas.

- 3.1 Principio de operación: explicación de la transferencia de calor y masa sobre el diagrama psicrométrico.
- 3.2 Parámetros de diseño: análisis de los principales parámetros que influyen en el proceso de diseño y selección de una torre de refrigeración húmeda.
- 3.3 Factores que afectan al diseño: análisis de factores adicionales a los parámetros de diseño que deben ser considerados a la hora de diseñar una torre o simular su funcionamiento.
- 3.4 Materiales: visión amplia de los materiales utilizados según los requisitos de operación.
- 3.5 Calidad del agua: análisis de la influencia de la calidad del agua sobre el diseño de los sistemas de reposición de agua, selección de tratamientos del agua y selección de materiales.
- 3.6 Operación con riesgo de hielo: principales consideraciones y soluciones para solventar los problemas de funcionamiento en ambientes con riesgo de hielo.
- 3.7 Componentes estructurales: descripción de los componentes estructurales de una torre de refrigeración húmeda.



- 3.8 Componentes mecánicos: descripción de los componentes mecánicos de una torre de refrigeración húmeda.
- 3.9 Componentes eléctricos: descripción de los componentes eléctricos de una torre de refrigeración húmeda.
- 3.10 Componentes auxiliares: descripción de los componentes auxiliares de una torre de refrigeración húmeda.
- 3.11 Instrumentación y control: visión general de los sistemas de control de una torre de refrigeración húmeda.
- 3.12 Control del penacho: principales consideraciones y soluciones para eliminar o disminuir el impacto visual y el efecto sobre el performance por la acción del penacho.

4 Transferencia de calor y masa.

- 4.1 Introducción a la transferencia de calor y masa: resumen de las principales aportaciones a la transferencia de calor y masa aplicadas a las torres de refrigeración húmedas.
- 4.2 Método de Poppe para torres en contraflujo: aplicación del método de Poppe sobre torres de refrigeración húmedas en contraflujo.
- 4.3 Método de Poppe para torres en flujo cruzado: aplicación del método de Poppe sobre torres de refrigeración húmedas en flujo cruzado.
- 4.4 Método Merkel: aplicación del método de Merkel sobre torres de refrigeración húmedas en contraflujo y flujo cruzado.
- 4.5 Método ϵ -NTU: aplicación del método ϵ -NTU sobre torres de refrigeración húmedas en contraflujo y flujo cruzado.
- 4.6 Evaluación de las suposiciones de Merkel: análisis del impacto de las suposiciones de Merkel y comparativa frente al método de Poppe.
- 4.7 Influencia del factor de Lewis: análisis del impacto del factor de Lewis sobre la transferencia de calor y masa.
- 4.8 Ejemplos ilustrativos: comparación del performance test y los cálculos desarrollados mediante los métodos de Poppe, Merkel y ϵ -NTU
- 4.9 Propiedades termofísicas.



5 Performance.

- 5.1 Introducción al performance: descripción de las herramientas básicas de caracterización y simulación de una torre de refrigeración húmeda.
- 5.2 Curvas características: descripción de las curvas características.
- 5.3 Curvas de funcionamiento: descripción de las curvas de performance.
- 5.4 Caída de presión y dimensionado del ventilador: procedimiento de cálculo de las pérdidas de presión del aire a lo largo de la torre y dimensionado del sistema de ventiladores.
- 5.5 Cálculo de bombas: procedimiento de cálculo de las pérdidas de presión del agua a lo largo del circuito de refrigeración y dimensionado del sistema de bombeo.
- 5.6 Consideraciones de operación: principales consideraciones para simular y diseñar el funcionamiento de una torre.
- 5.7 Tests y códigos: breve introducción a los códigos utilizados en el diseño de torres de refrigeración y procedimientos de performance test.

6 Aplicación en Matlab.

- 6.1 Introducción a las aplicaciones: introducción a la integración de los desarrollos de los capítulos 4 y 5 en Matlab.
- 6.2 Funciones de transferencia de calor y masa para empaquetamientos en contraflujo: funciones para caracterizar y simular la transferencia de calor y masa en configuraciones en contraflujo mediante el método de Poppe.
- 6.3 Función de transferencia de calor y masa para empaquetamientos en flujo cruzado: función para caracterizar la transferencia de calor y masa en configuraciones en flujo cruzado mediante el método de Poppe.
- 6.4 Funciones adicionales: funciones que integran los procesos de cálculo desarrollados en el capítulo 5.
- 6.5 Ejemplos de aplicación: ejemplos de aplicación de las funciones presentadas en este capítulo.

Anexo A. Código de las aplicaciones en Matlab.



CAPÍTULO 2

TORRES DE REFRIGERACIÓN

2.1 INTRODUCCIÓN A LA REFRIGERACIÓN.

Los procesos industriales generan gran cantidad de calor residual, que debe ser disipado para mantener la eficiencia y vida útil de los equipos. La refrigeración de este calor directamente al exterior mediante un circuito abierto de agua o aire presenta inconvenientes por el vertido e impacto en costes, tanto a nivel ambiental como en los equipos. Generalmente, primero se intercambia el calor a una fuente de agua tratada u otro fluido, que posteriormente disipa el calor al exterior mediante intercambiadores de calor o torres de refrigeración.

Los intercambiadores de calor disipan el calor directamente a la atmosfera, pero mantienen la problemática de costes, además, en el caso de los intercambiadores secos, la energía consumida por los ventiladores necesarios para acondicionar el aire es alta. Como alternativa están las torres de refrigeración, que resuelven los inconvenientes de los intercambiadores con un consumo de agua bajo (disminuyendo tanto el suministro de agua como el efecto de su vertido), reducen los efectos medioambientales y disminuyen el coste de la instalación. Otro atractivo de las torres de refrigeración son los rangos posibles de funcionamiento, pudiendo refrigerar aguas de hasta 2 o 3°C por encima de la temperatura de bulbo húmedo del ambiente.

Como definición superficial, las torres de refrigeración son equipos que disipan el calor de una corriente de agua por intercambio de calor sensible y/o latente con una corriente de aire frío.

2.2 TIPOS DE TORRES DE REFRIGERACIÓN.

2.2.1 Clasificación según superficie de contacto aire-agua:

Dependiendo del tipo de contacto entre el aire y el agua, las torres de refrigeración se clasifican en torres de refrigeración de contacto directo (abiertas, evaporativas o húmedas), cuya transferencia se produce en una superficie de contacto directo agua-aire, y torres de refrigeración de contacto indirecto (circuito cerrado, secas o no evaporativas), cuya transferencia se produce a través de un intercambiador. Las torres húmedas combinan transferencia de calor sensible y latente, mientras que en las torres secas la transferencia entre el fluido a refrigerar y el aire-agua es únicamente sensible.

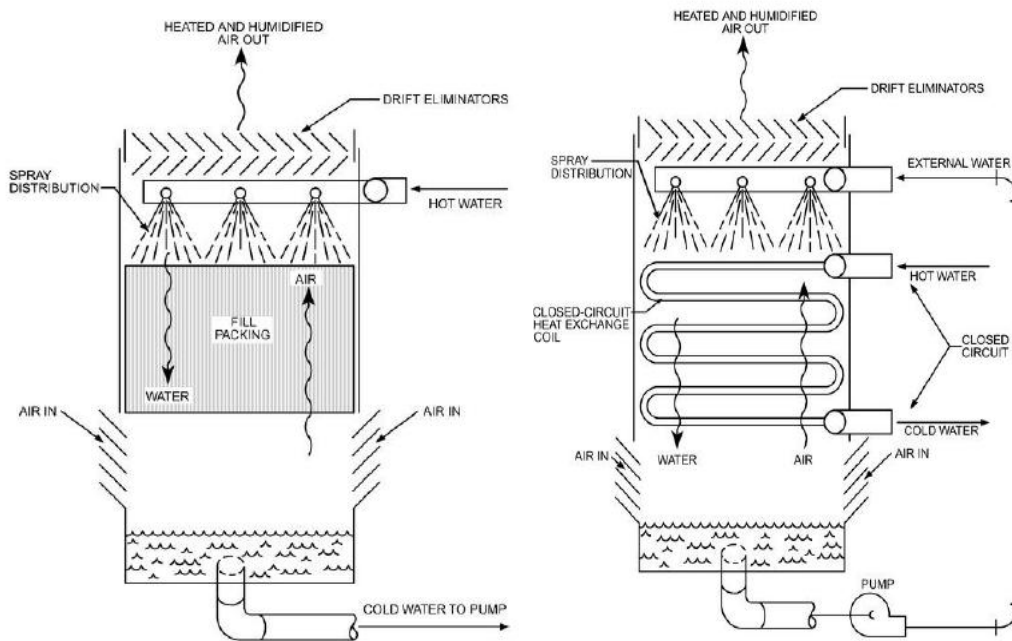


Figura 1. Torre de refrigeración de contacto directo (izquierda) e indirecto (derecha).

Dentro de los sistemas de contacto directo, el método más rudimentario es Spray-Filled, en el cual el contacto aire-agua se produce sin ningún tipo de medio o empaquetamiento, dependiendo la superficie de transferencia de la eficiencia del spray y el tiempo de contacto de la elevación y presión del sistema de distribución de agua. Se utilizan para altas temperaturas del agua y niveles de contaminación del agua que ponen en riesgo el empaquetamiento.

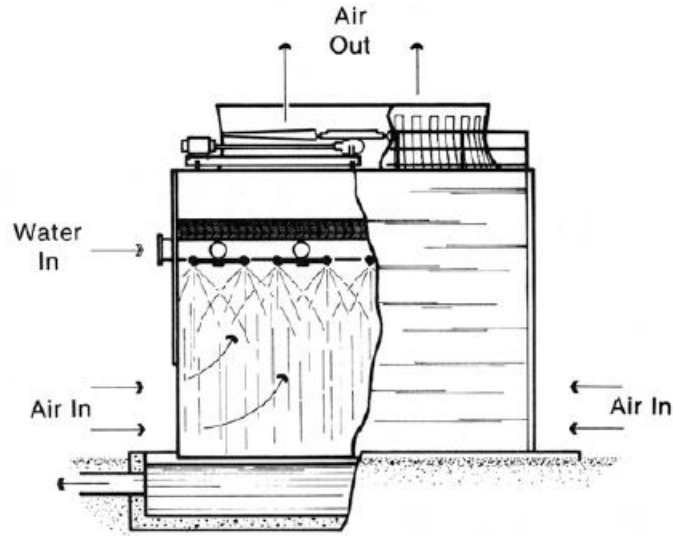


Figura 2. Torre de refrigeración de contacto directo Spray-Filled

A excepción de las torres Spray-Filled, las torres de refrigeración húmedas incluyen un empaquetamiento para incrementar la superficie de contacto entre ambas corrientes (agua y aire).

Para el caso de contacto indirecto, existen 2 fluidos a parte del aire, primero el fluido del circuito externo, que está expuesto al aire, y segundo el fluido que transportan los tubos (el agua a refrigerar). La transferencia entre el fluido exterior y el aire se produce a través del contacto directo, y entre el fluido interior y el exterior, a través de las paredes del intercambiador. El fluido interior nunca contacta con la atmósfera, cualidad importante para sistema de refrigeración con agua u otros fluidos en los que no puede haber contaminación provocada por el contacto con el aire. Además del intercambiador, puede incluir un empaquetamiento, formando una torre híbrida (ver figura 3).

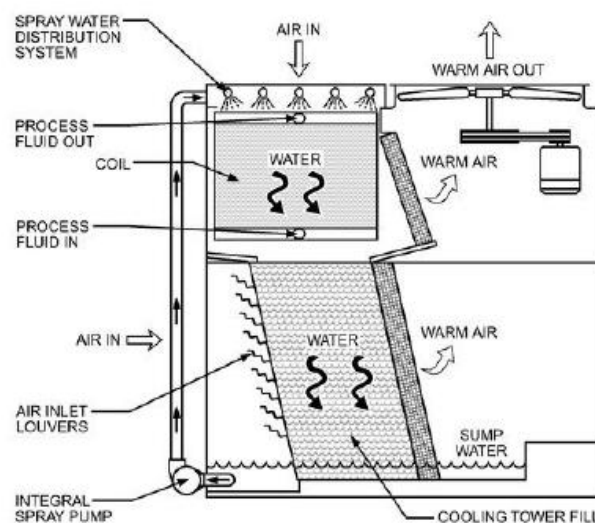


Figura 3. Torre de refrigeración híbrida.

2.2.1.1 Torres de refrigeración de contacto indirecto o secas:

Consisten en un intercambiador tubular expuesto al contacto aire-agua, que puede incluir un empaquetamiento para aumentar la superficie de contacto externa del intercambiador. La transmisión de calor ocurre principalmente por convección.

Las principales ventajas son un control preciso de la temperatura, un consumo de agua inapreciable y la posibilidad de operar en un rango de temperaturas grande, desde temperaturas altas (90°C), hasta condiciones por debajo del punto de fusión, utilizando ethylene glycol, alcohol o salmuera.

I. Torres de refrigeración de circuito cerrado:

Son torres mecánicas en configuración contraflujo o flujo cruzado con un intercambiador tubular, generalmente de tipo serpentín con drenaje natural.

II. Torres de refrigeración Coil Shed:

Consisten en una sección de tubos aislada (no ventilada) localizada debajo de una torre convencional húmeda, desde el depósito se redistribuye el agua y el aire fluye directamente a través de la región del empaquetamiento suplementario. Pueden ser tanto en contraflujo como en flujo cruzado, forzadas o inducidas

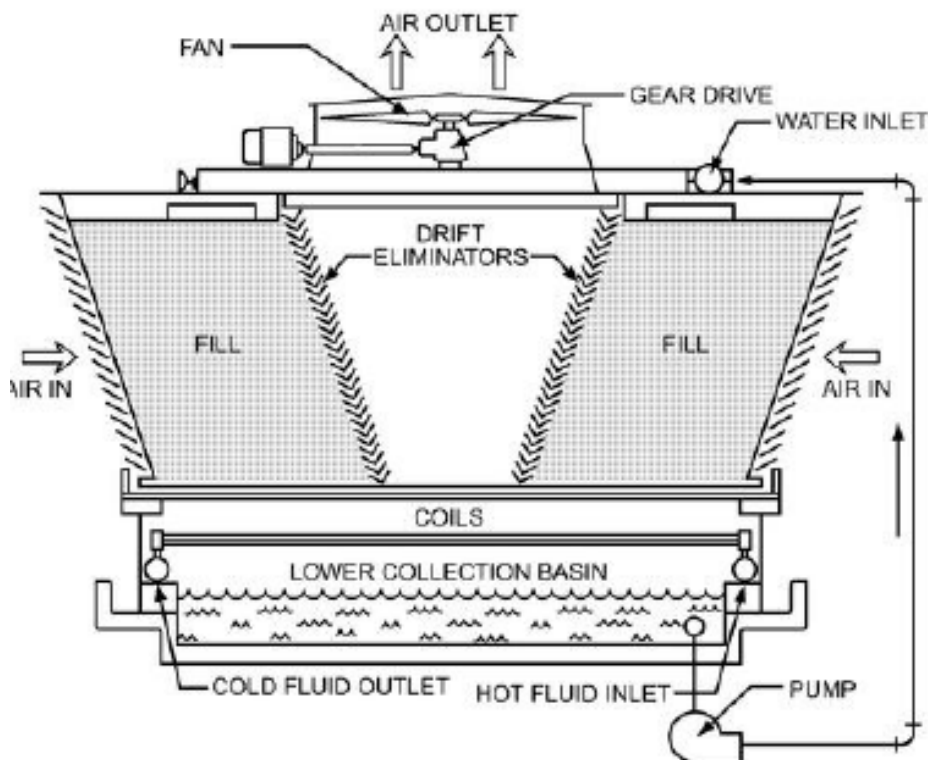


Figura 4. Torre de refrigeración Coil Shed.

2.2.1.2 Torres de refrigeración húmedas:

El agua a refrigerar es bombeada desde el depósito de agua fría hasta la parte superior de la torre, donde se distribuye de manera descendente a lo largo del empaquetamiento, contactando con el aire que fluye, ascendente u horizontalmente, mediante el diferencial de presión o la acción de un ventilador.

2.2.1.3 Torres de refrigeración híbridas:

Consisten en la combinación de un empaquetamiento con un intercambiador, formando una torre híbrida de contacto directo e indirecto o torre húmeda-seca. Se usan para reducir la pluma o penacho de vapor, conservar mayor cantidad de agua y reducir el consumo energético de los ventiladores.

Las descargas de penachos desde las torres de refrigeración pueden ser densas y limitar la visibilidad. La reducción de la pluma de vapor necesita de un pequeño intercambiador air-cooled para reducir la humedad relativa final y así minimizar la creación de neblina.

Conservar mayor cantidad de agua necesita un gran intercambiador air-cooled para reducir el consumo de agua, si el agua alcanza la temperatura objetivo en la zona seca se desvía (“*bypasea*”) directamente al depósito de agua fría, mientras que si se necesita disminuir la temperatura una vez atraviesa la zona seca continúa en la sección húmeda.

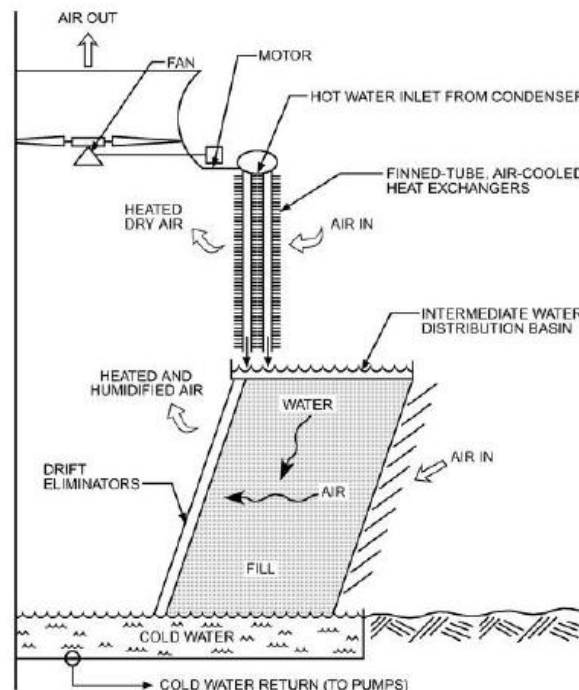


Figura 5 .Torre de refrigeración híbrida.

Una variante de torre híbrida es la torre de saturación adiabática, que consiste en un preenfriamiento evaporativo antes de un intercambiador refrigerado por aire (Air Cooled). El empaquetamiento funciona durante los meses de verano, enfriando el aire mediante una humidificación por la recirculación de agua del pozo, de manera similar a un circuito cerrado de refrigeración. El ventilador del Air Cooled proporciona el tiro para que el aire atraviese también el empaquetamiento húmedo.

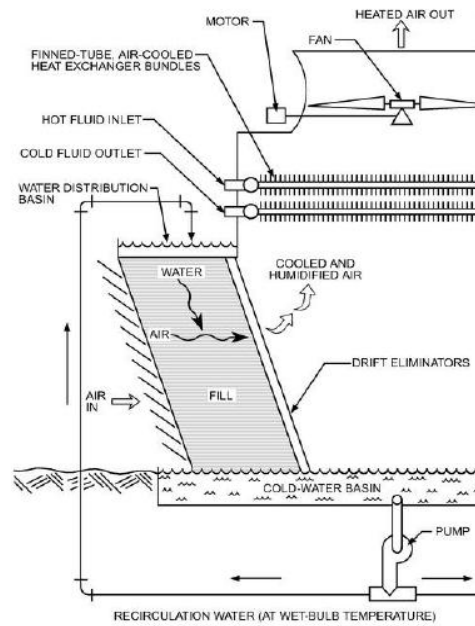


Figura 6. Torre de refrigeración con intercambiador de saturación adiabática.

2.2.2 Clasificación según el tiro:

Dependiendo del tiro del aire a través de la torre pueden clasificarse en mecánicas o naturales (atmosféricas), según el uso o no de ventiladores.

2.2.2.1 Torres de refrigeración natural o atmosférica:

La aspiración del aire se lleva a cabo por espáis o por el diferencial de densidad del aire, sin utilizar ningún elemento mecánico para crear el tiro. Usan el empuje o flotabilidad natural del aire para promover el tiro, es decir, el aire caliente y húmedo se eleva debido a la menor densidad frente al aire frío y seco, este efecto es denominado efecto chimenea.

Se pueden dividir en torres de espray (horizontal o vertical) y torres hiperbólicas de circulación natural. Aunque las formas son diversas, la mayoría de configuraciones son cilindros con un pequeño y gradual descenso del diámetro para evitar la recirculación y estabilizar el tiro.

Como las velocidades para las torres de espray verticales son relativamente bajas, pueden sufrir recirculaciones de aire no deseadas, por lo que se utilizan para sistemas donde la temperatura no es crítica y la propia altura de la torre asegura la no recirculación de aire.

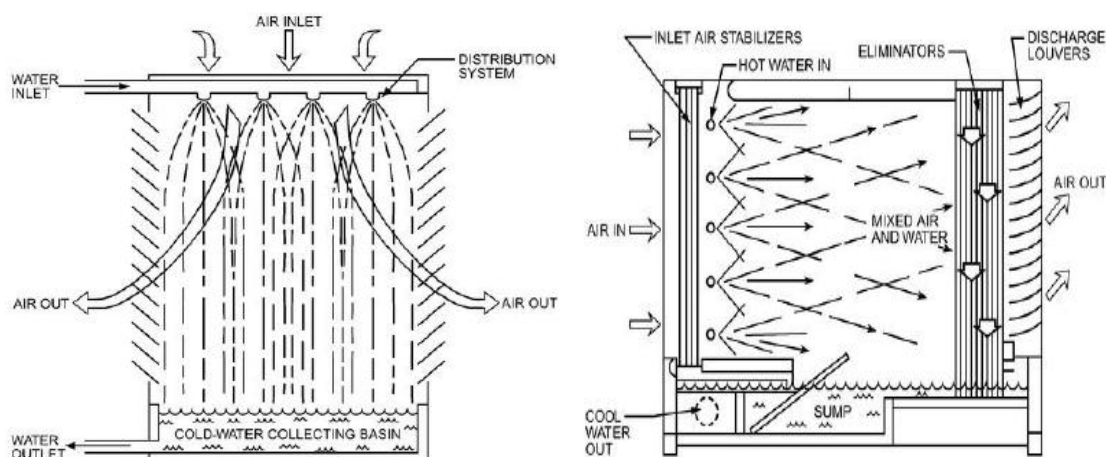


Figura 7. Torres de refrigeración de espray vertical y horizontal.

En las torres de chimenea hiperbólica, el aire es inducido por el diferencial de densidades a lo largo de la torre con forma hiperbólica. Son torres grandes y eliminan los requisitos energéticos del ventilador, la recirculación de aire y las interferencias de la pluma de vapor, pero tienen un coste elevado.

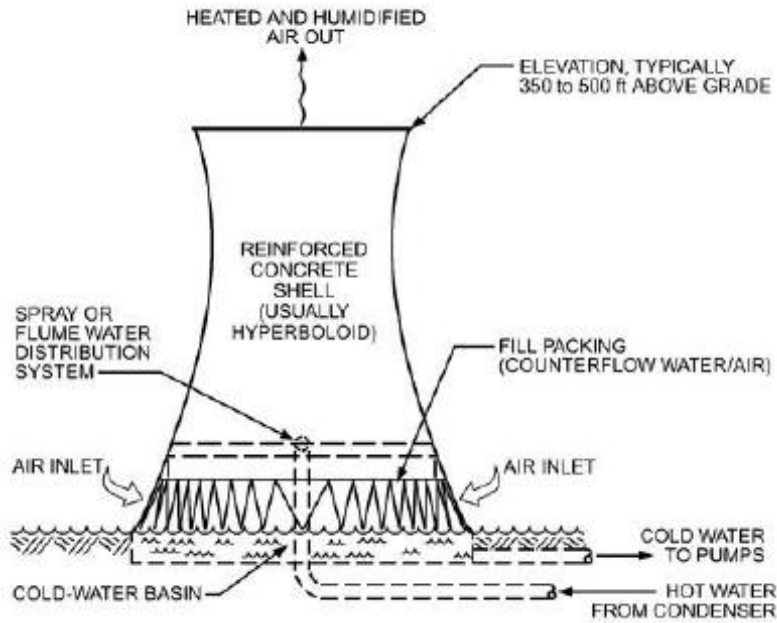


Figura 8. Torre de refrigeración hiperbólica.

2.2.2.2 Torres de refrigeración mecánicas:

El tiro o circulación es inducido o forzado por ventiladores. Los ventiladores pueden estar en la entrada del aire, configuración forzada, o en la salida, configuración inducida.

I. Tiro forzado:

El aire es propulsado desde la entrada hasta la salida de la torre, es decir, el ventilador está situado en la entrada de aire.

Desventajas:

- i. El ventilador promueve altas velocidades a la entrada del aire y bajas a la salida del aire, por lo que la salida de aire caliente y húmedo tiende a reintroducirse debido a su baja velocidad, aumentando la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre.
- ii. Solo pueden ser cuadradas o rectangulares, debido a que un ventilador en un lateral imposibilita que la torre tenga forma circular. Esto hace que el sistema de distribución de agua no pueda ser tipo sprinkler (aspersores), haciendo la distribución menos eficiente.
- iii. Presurizar la carcasa superior provoca mayores pérdidas de agua.
- iv. Requiere mayor potencia de ventiladores que para el caso inducido, aproximadamente el doble.

- v. Debido a que el ventilador está a la entrada, puede sufrir problemas para condiciones de congelación.

Ventajas:

- i. Posibilidad de trabajar a altas presiones estáticas.
- ii. Posibilidad de instalar ocupando menor espacio y en layout críticos.
- iii. Puede utilizarse en aplicaciones en interiores mediante conductos que comuniquen la torre con el exterior debido a que los ventiladores (ventiladores centrífugos, frente a los ventiladores helicoidales que se utilizan en configuraciones inducidas) son capaces de operar frente a presiones estáticas mayores asociadas a los conductos.

II. Tiro inducido:

El ventilador está situado en la descarga del aire a la atmosfera e induce el aire caliente y húmedo a salir de la torre.

En comparación con las torres de tiro forzado:

- i. Produce bajas velocidades a la entrada del aire y altas a la salida, reduciendo la posibilidad de recirculación.
- ii. Además de forma cuadrada o rectangular, pueden ser redondas, siendo posible un sistema de distribución de agua sprinkler, que es el más efectivo.
- iii. El nivel de sonido a nivel del suelo es bajo debido a la posición elevada del ventilador.
- iv. El tiro inducido proporciona un mejor acceso a los elementos de la torre, facilitando el mantenimiento.

La figura 9 muestra cinco configuraciones diferentes de torres de refrigeración mecánicas.

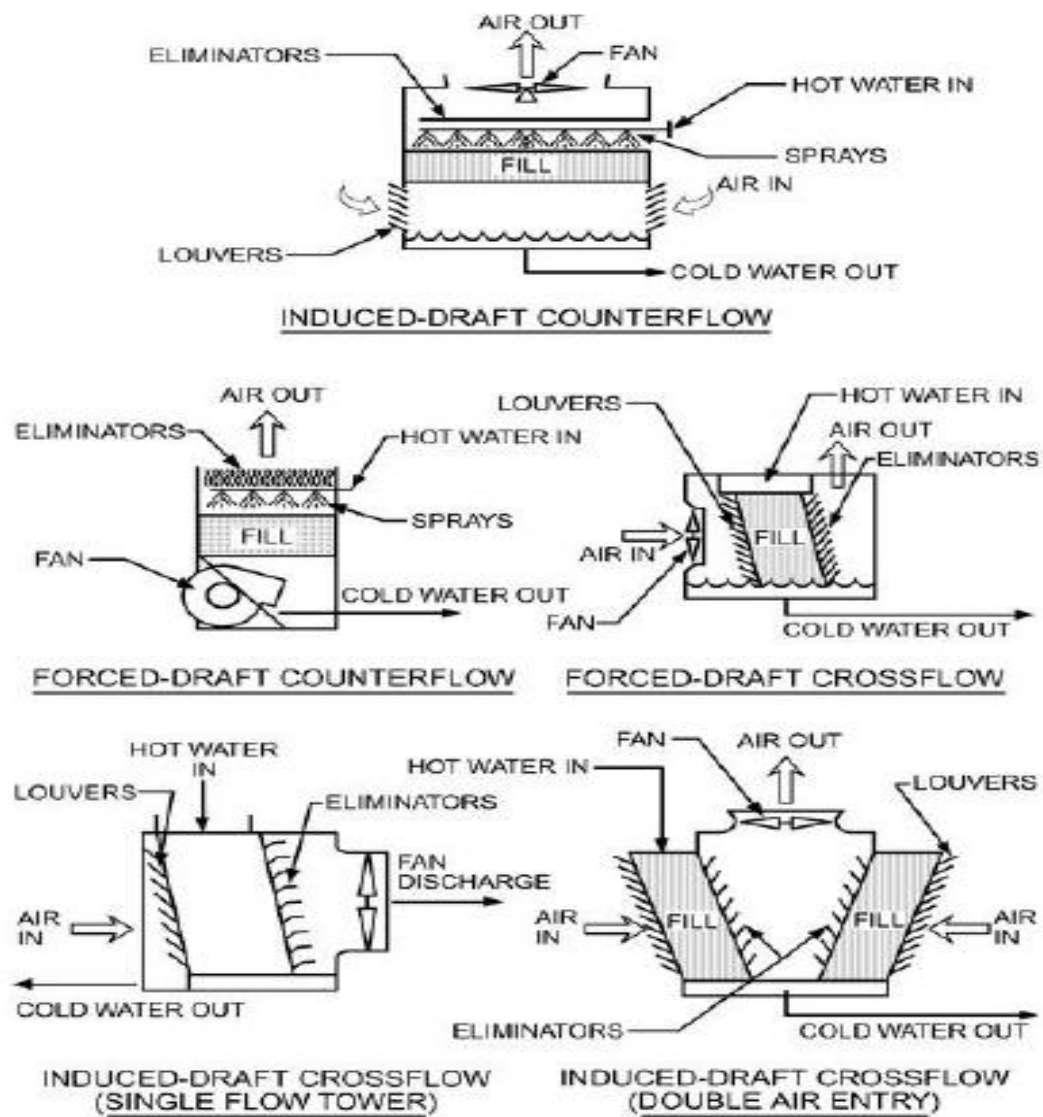


Figura 9. Torres de refrigeración mecánicas.

2.2.3 Clasificación según fabricación:

Pueden clasificarse en Factory Assembled o montadas en fábrica y Field Erected o montadas in situ. Las torres montadas en fábrica no suelen superar los 2.250 m³/h de capacidad, mientras que las montadas in situ alcanzan caudales de 80.000 m³/h.

2.2.3.1 Factory-Assembled o paquetes:

Son virtualmente completadas en fábrica. Pueden ser torres de pequeño tamaño, como en la figura 10, o torres de mayor tamaño transportadas por módulos o celdas, como en la figura 11. La mayoría de torres Factory-Assembled están hechas de metales de construcción (normalmente acero galvanizado o acero inoxidable) o fibra de vidrio reforzada (FRP).



Figura 10. Torre de refrigeración Factory-Assembled de pequeño tamaño.



Figura 11. Torre de refrigeración Factory-Assembled multicelular.

2.2.3.2 Field-Erected:

La construcción se lleva a cabo en campo con maderas tratadas (como douglas fir o redwood), fibra de vidrio reforzada (FRP), hormigón, acero inoxidable, acero galvanizado o metales revestidos.



Figura 12. Torre de refrigeración Field-Erected multicélular.

2.2.4 Clasificación según el sentido de los flujos:

El agua siempre fluye verticalmente descendente y el aire puede fluir verticalmente ascendente, formando la configuración en contraflujo, u horizontalmente, formando la configuración en flujo cruzado.

2.2.4.1 Configuración en contraflujo:

El aire entra por la parte inferior de la torre y atraviesa el empaquetamiento de forma vertical ascendente. El agua es pulverizada por espráis nozzles sobre el empaquetamiento de forma vertical descendente, de forma opuesta al aire.

En torres en contraflujo de pequeño tamaño, la necesidad de extender la entrada y descarga, junto con las altas pérdidas de presión, resulta en mayor potencia consumida por bombas y ventiladores que para torres en flujo cruzado. Las torres de gran tamaño, al usar sistemas de baja presión, tienen al efecto contrario, las bombas y ventiladores consumen menos.

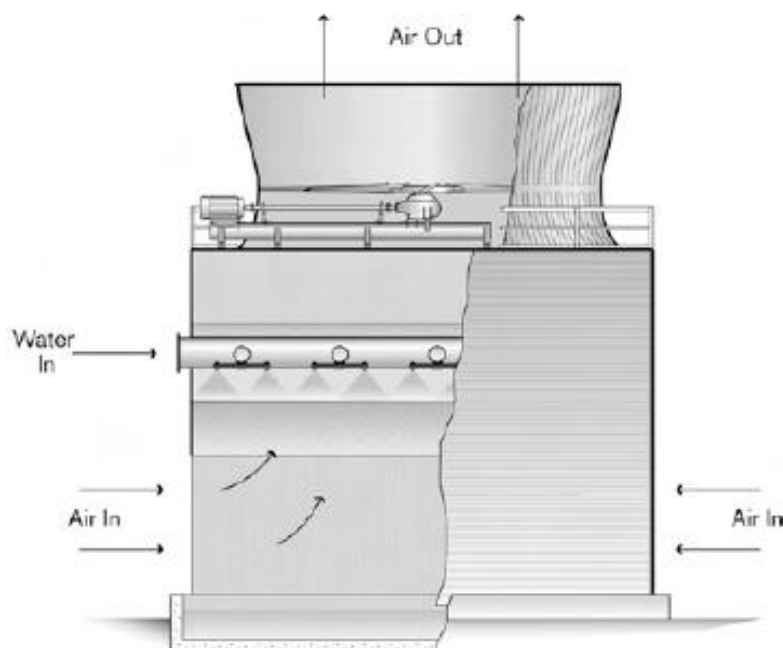


Figura 13. Torre de refrigeración mecánica inducida en contraflujo.

2.2.4.2 Configuración en flujo cruzado:

El aire entra a la torre por el lateral y fluye horizontalmente a través del empaquetamiento. Las gotas de agua caen sobre el empaquetamiento de manera vertical descendente desde un depósito poco profundo de distribución de agua caliente.

Estas torres se clasifican por el número de secciones (banks) del empaquetamiento y entradas de aire por ventilador. En función de las entradas de aire se clasifican en flujo doble y flujo único (doubleflow y singleflow), siendo la elección dependiente del viento y del layout.

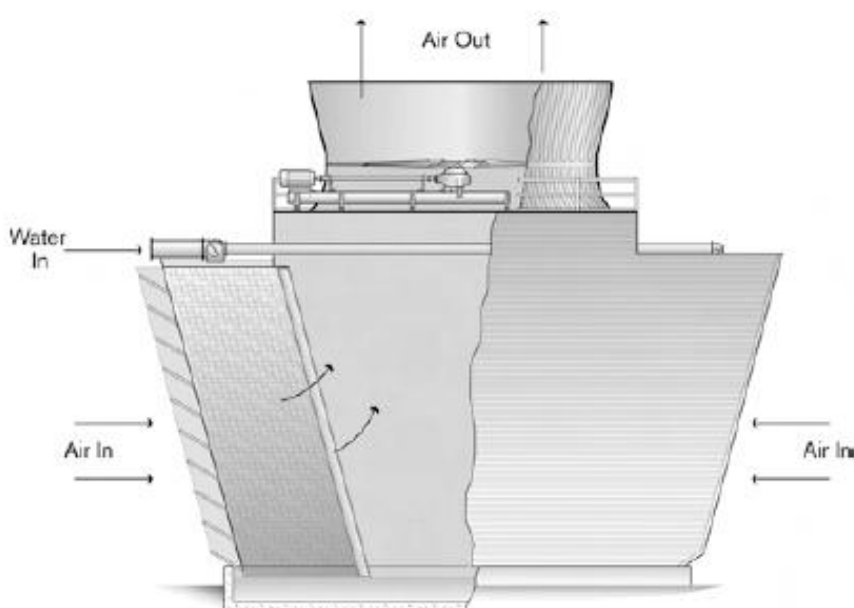


Figura 14. Torre de refrigeración mecánica inducida, flujo cruzado y doble.

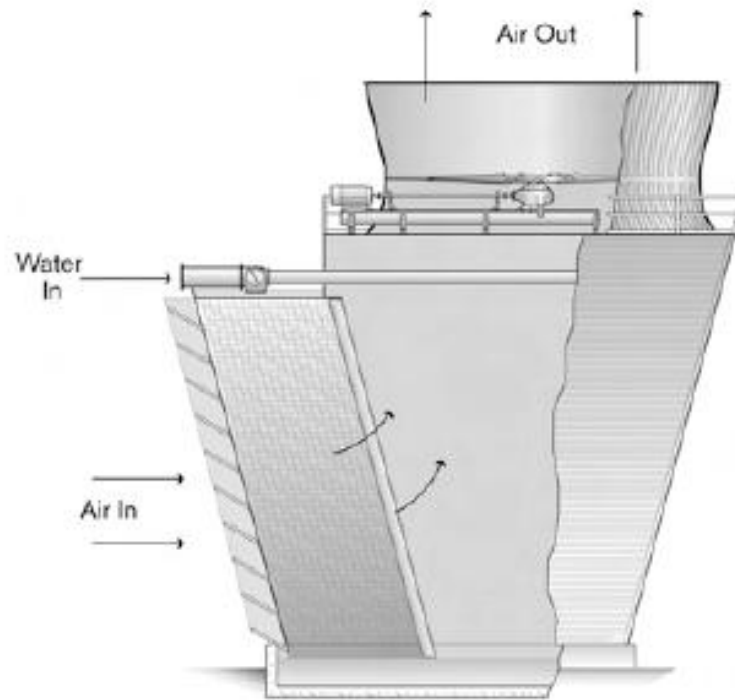


Figura 15. Torre de refrigeración mecánica inducida, flujo cruzado y único.

Principales diferencias entre ambos diseños:

- i. Las torres en contraflujo son más compactas, pero tienden a ser más altas que las torres en flujo cruzado.
- ii. Las torres en contraflujo utilizan sistemas de espray presurizados, mientras que en configuraciones en flujo cruzado no se utilizan sistemas sprinkler.
- iii. El peso es menor para las configuraciones en contraflujo.
- iv. Las configuraciones en contraflujo encierran el empaquetamiento por los cuatro lados, esto ayuda a prevenir la formación de hielo y el crecimiento biológico por contacto solar. En las configuraciones en flujo cruzado el empaquetamiento es encerrado por dos lados.
- v. Las configuraciones en contraflujo soportan el empaquetamiento con la estructura inferior, mientras que en flujo cruzado es soportado por varillas/tirantes que pueden hundirse.
- vi. Las torres en contraflujo son más eficientes que las de flujo cruzado porque el aire está en su etapa más caliente al alcanzar la zona superior del empaquetamiento, donde el agua está a mayor temperatura.

- vii. Las torres en contraflujo están abiertas por todos los lados al nivel del depósito, facilitando el mantenimiento, mientras que las torres en flujo cruzado tienen la restricción de que el depósito está justo debajo del empaquetamiento.
- viii. Las torres en contraflujo requieren flujo de aire por los cuatro lados para un correcto funcionamiento, esto es una limitación a la hora de situar varias torres juntas o utilizar celdas intermedias.
- ix. Las torres en contraflujo son más caras de construir que las de flujo cruzado.

2.2.5 Clasificación según forma:

Atendiendo a la forma pueden clasificarse en rectilíneas, que se construyen en células cuyo número se incrementa (linealmente con la longitud) en función del objetivo, y circulares, cuyos ventiladores están alrededor del centro de la torre, como por ejemplo, las torres octogonales.

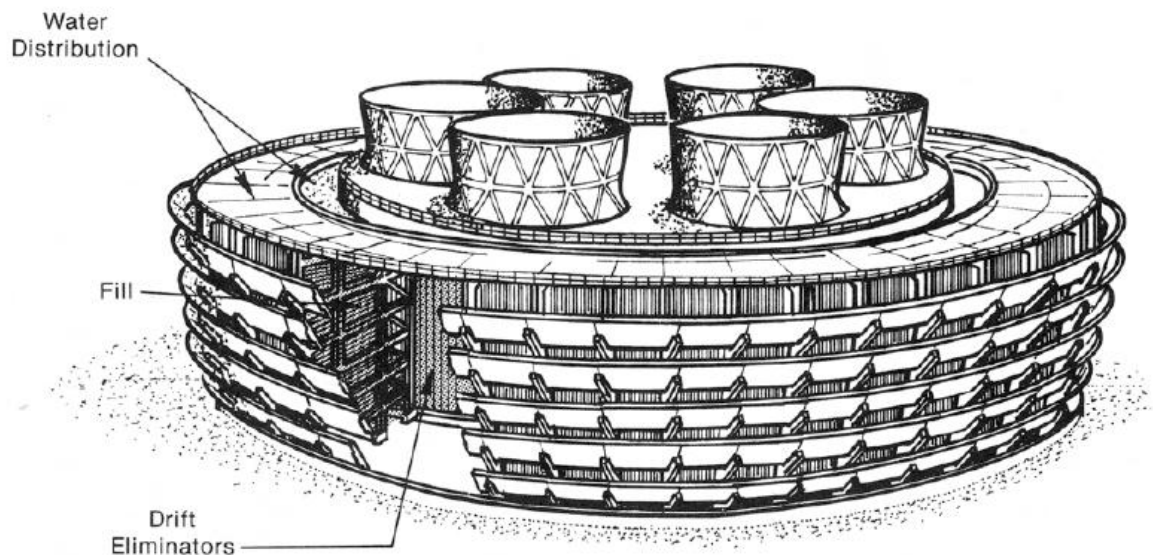


Figura 16. Torre de refrigeración mecánica de configuración circular en contraflujo.



CAPÍTULO 3

TORRES DE REFRIGERACIÓN HÚMEDAS

3.1 PRINCIPIO DE OPERACIÓN.

En la figura 17 podemos observar la relación de temperaturas del aire y del agua a través del empaquetamiento para el caso de una torre en contraflujo. La temperatura del agua desciende desde A hasta B, mientras que la temperatura de bulbo húmedo del aire aumenta desde C hasta D.

La diferencia de temperatura del agua entre la entrada y la salida es el rango (A-B) o range. La diferencia entre la temperatura de salida del agua y la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada, es decir B-C, es la aproximación o approach, que representa un valor de capacidad de la torre. La temperatura de bulbo húmedo es la menor temperatura que puede alcanzar el aire por evaporación y la temperatura de bulbo seco es la medida de un termómetro convencional.

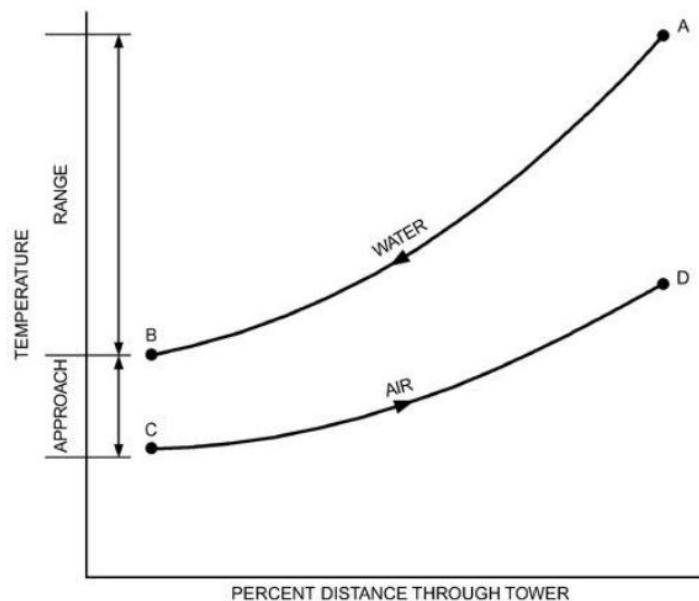


Figura 17. Relación de temperaturas para una torre de refrigeración en contraflujo.

En el diagrama psicrométrico de la figura 18 podemos observar el principio de operación de una torre húmeda. El aire entra en condiciones ambiente en el punto A, absorbe energía y masa del agua, saliendo saturado del empaquetamiento en el punto B (el estado de salida del aire se discute en el capítulo 4). El calentamiento del aire puede dividirse en dos etapas, desde A hasta C representa el calentamiento sensible y desde C a B, el calentamiento latente.

Si cambiamos las condiciones de entrada del aire a D, punto con la misma temperatura de bulbo húmedo que A, la transferencia de calor total vendrá representada por el segmento DB. La variación de entalpía es igual que para el segmento AB pero con diferente intercambio sensible (DE) e intercambio latente (EB). De este diagrama podemos sacar una conclusión muy importante, como las líneas de entalpía constante corresponden con las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante, la cantidad de calor transferido es proporcional a la variación de temperatura de bulbo húmedo, siendo la temperatura de bulbo seco y la humedad valores que individualmente no influyen directamente en el calor total transferido por unidad de masa.

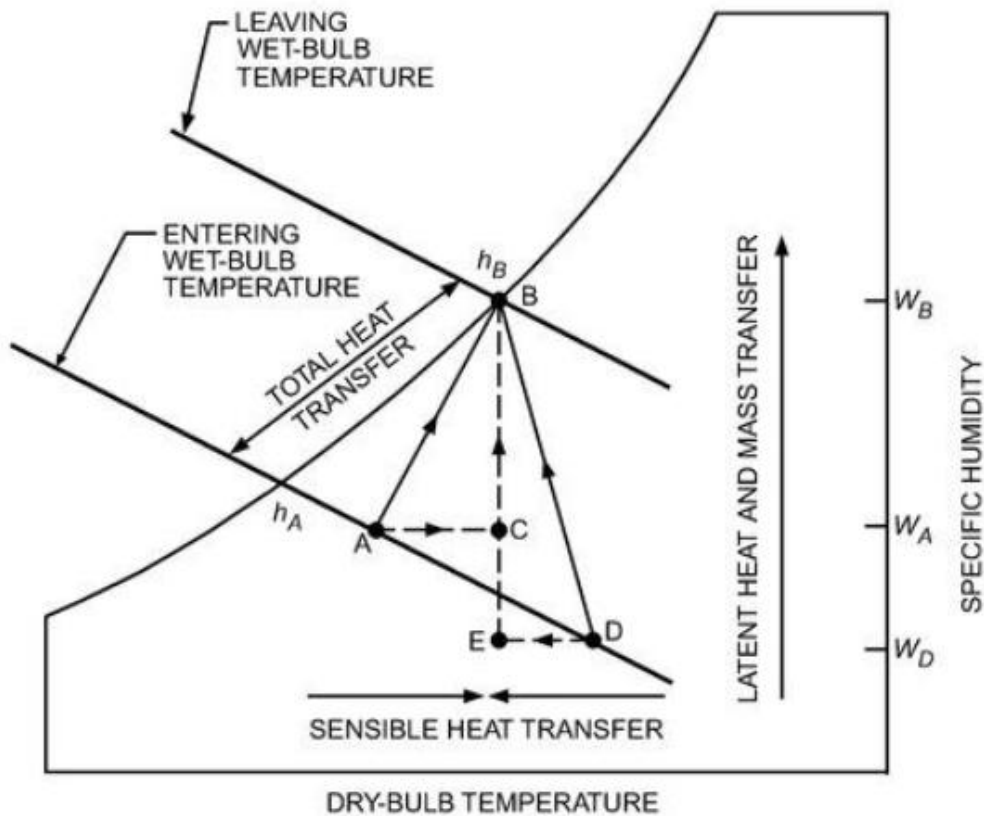


Figura 18. Diagrama psicrométrico del aire. Camino del aire a través de la torre.

La transferencia de vapor del agua al aire ocurre en la porción de intercambio latente, esta transferencia es proporcional a la variación de la humedad específica de aire. Como hemos visto, a la hora de distinguir entre intercambio latente y sensible, la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa del aire son importantes, por lo que determinarán el ratio de evaporación. Por ejemplo, sobre el diagrama psicrométrico anterior, el intercambio de calor latente del primer caso, $w_A - w_B$, es menor que para el segundo caso, $w_B - w_D$.

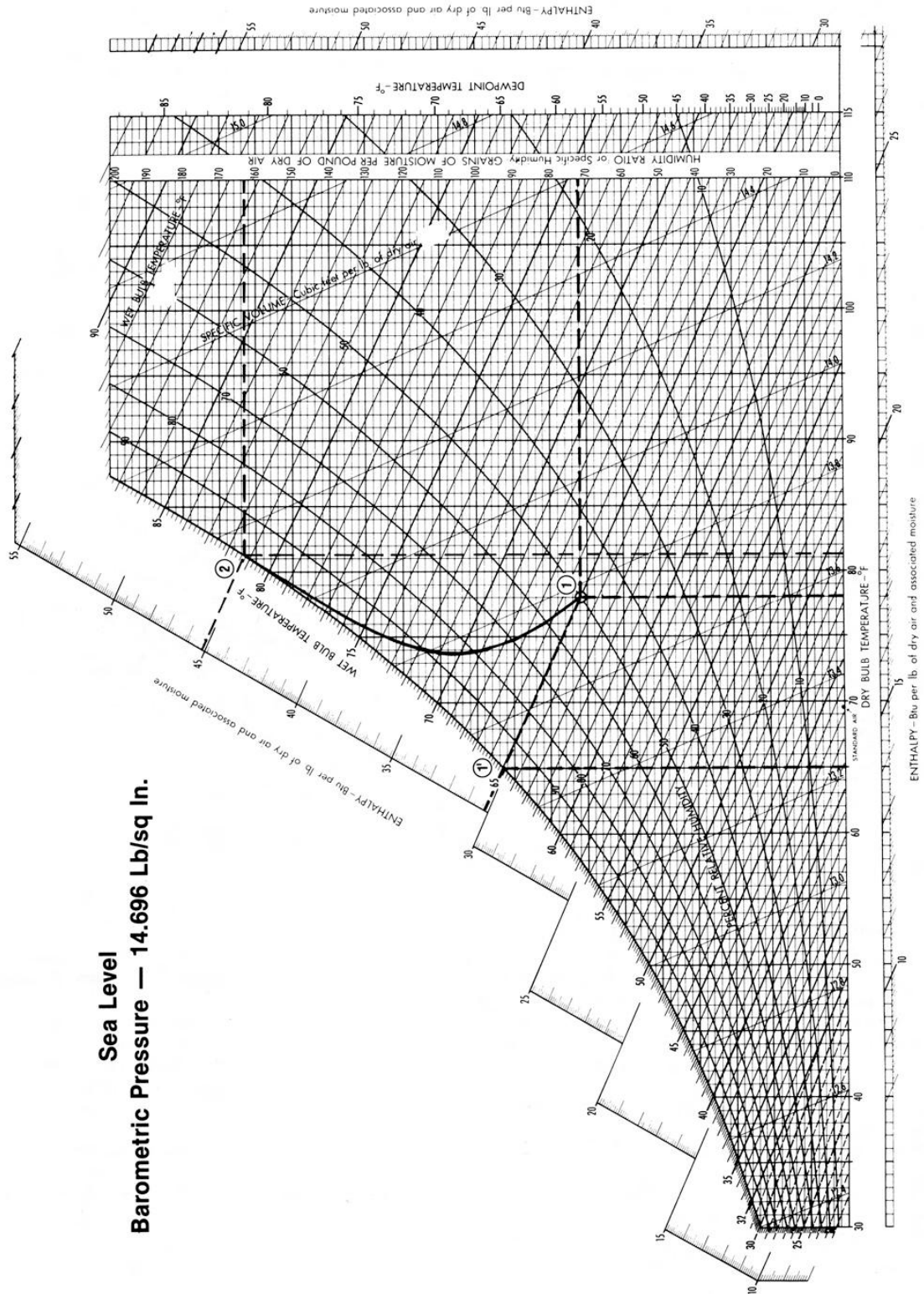


Figura 19. Diagrama psicrométrico del aire.

3.2 PARÁMETROS DE DISEÑO.

Los parámetros más importantes a la hora de caracterizar y diseñar la torre son el rango, la carga térmica, la temperatura de bulbo húmedo y la aproximación:

I. Rango o range (ΔT_w):

Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del agua. La dimensión de la torre varía inversamente con el rango. Para una determinada carga térmica, aumentar el rango reduce el caudal de agua de circulación, por lo que es necesaria menor superficie de transferencia de calor, y por tanto, menor tamaño de la torre

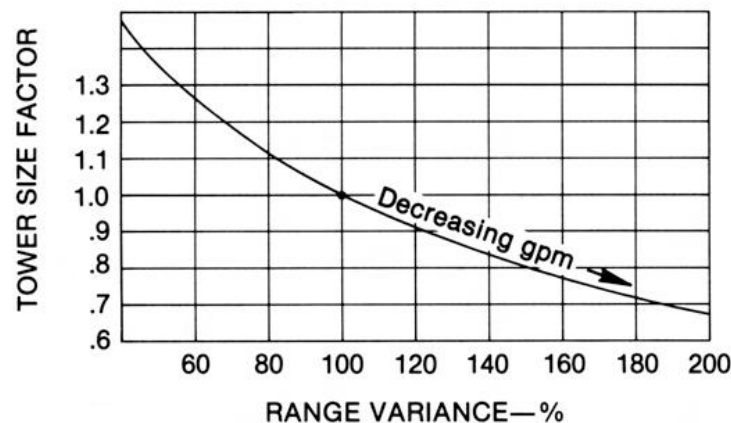


Figura 20. Variación de la dimensión con el rango.

II. Carga térmica (Q):

Es la cantidad de calor que la torre tiene que refrigerar, la dimensión y coste son proporcionales a este parámetro. Viene definida por la siguiente fórmula:

$$Q = \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot \Delta T_w$$

Donde Q es la carga térmica (W), \dot{m}_w es el caudal de agua (kg/s), C_{p_w} el calor específico (J/kg°C o J/kgK) del agua y ΔT_w el rango (°C o K).

III. Temperatura de bulbo húmedo (T_{wb}):

Es la temperatura del aire medida con un termómetro de bulbo húmedo, que es un termómetro de mercurio que tiene el bulbo envuelto en un paño de algodón empapado de agua. Al proporcionarle una corriente de aire, el agua se evapora más o menos rápidamente, dependiendo de la humedad relativa del ambiente, enfriándose más cuanto menor sea ésta, debido al calor latente de evaporación del agua. Se emplea para calcular la humedad relativa del aire y la temperatura de rocío, a través de fórmulas matemáticas o gráficos psicrométricos, utilizando como datos la temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco (temperatura del aire medida con un termómetro convencional). Ambos termómetros están montados sobre un soporte a distancias estandarizadas, formando el instrumento llamado psicrómetro.

Cuando la humedad relativa es del 100%, la temperatura del bulbo húmedo es igual a la temperatura del bulbo seco, por lo que teóricamente no se puede enfriar el agua por debajo de la temperatura de bulbo húmedo, ya que dejaría de saturarse el aire.

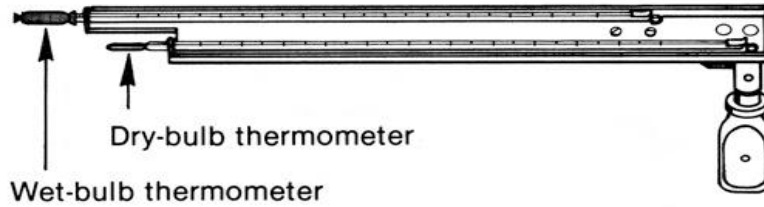


Figura 21. Psicrómetro.

IV. Aproximación:

Es la diferencia de temperatura entre la temperatura del agua a la salida y la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada. Es el factor más importante del performance de la torre.

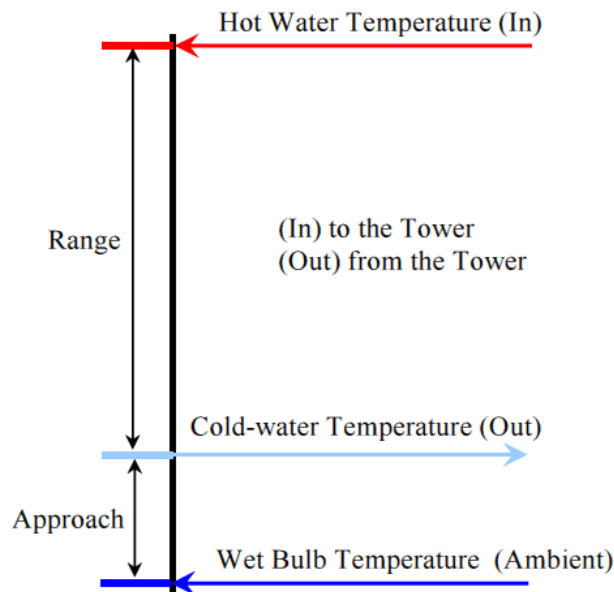


Figura 22. Rango y aproximación.

Una aproximación pequeña indica mayor efectividad, pero también un mayor coste y consumo de energía, entendiendo efectividad como una eficiencia térmica y del proceso de evaporación, no confundir con la eficiencia mecánica de la torre, que es relativa a la energía requerida para que el aire circule a lo largo de la torre.

La dimensión de la torre varía inversamente con la aproximación, si la aproximación se reduce, el tamaño de la torre aumenta exponencialmente.

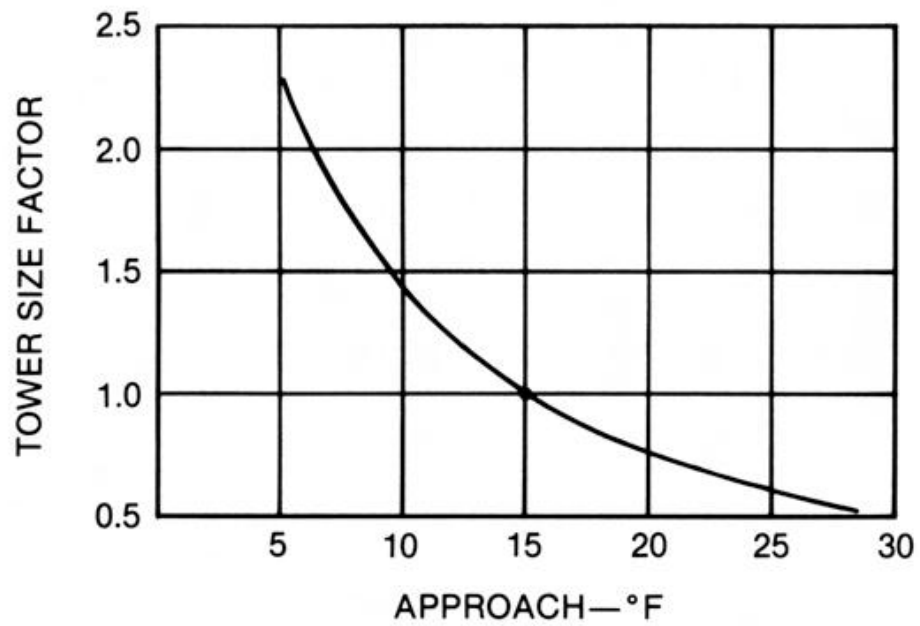


Figura 23. Variación de la dimensión con la aproximación

3.3 FACTORES QUE AFECTAN AL DISEÑO.

3.3.1 Interferencias:

Las fuentes de calor, junto con la acción del viento aguas arriba de la torre, pueden elevar la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada, afectando al funcionamiento de la torre.

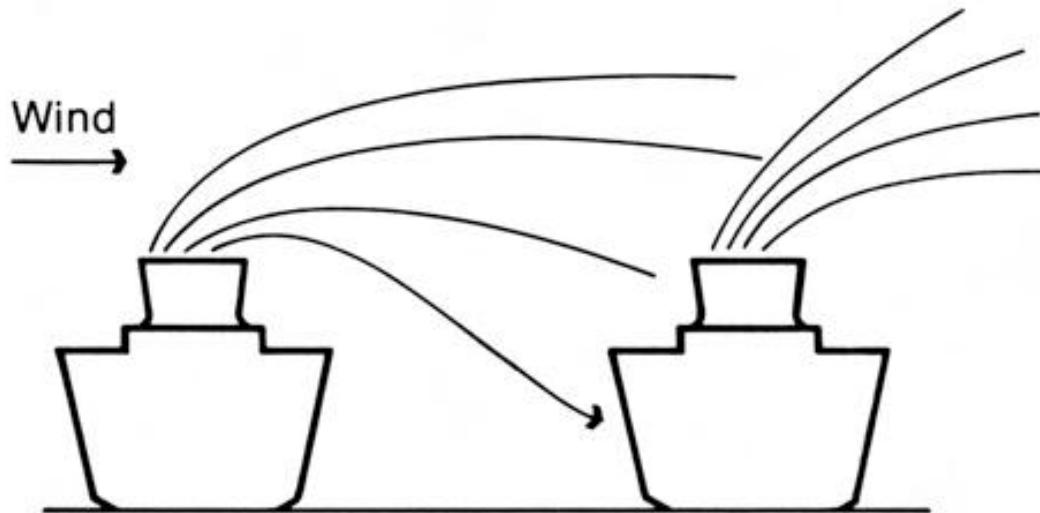


Figura 24. Interferencias entre dos torres.

3.3.2 Recirculación:

La recirculación en las torres de refrigeración consiste en la adulteración del aire ambiente con el aire de salida de la torre cuando entra a la torre. Esta adulteración aumenta la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada a la torre, afectando negativamente al performance de la torre.

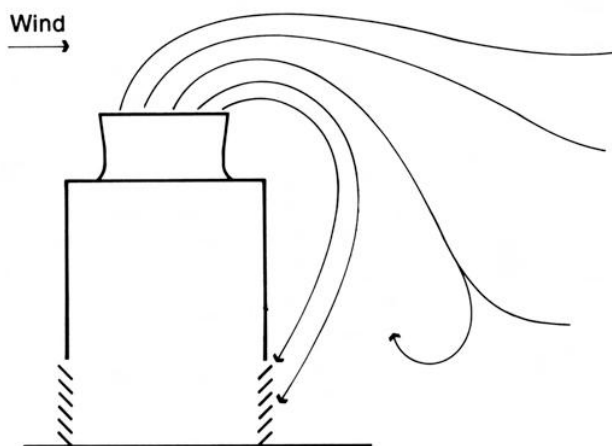


Figura 25. Recirculación.

Este fenómeno ocurre principalmente por el efecto del viento sobre el aire de salida, el viento crea un gradiente de presión negativo en su zona a sotavento. Además, el propio diseño de la torre (forma y configuración), el layout y los fenómenos meteorológicos pueden incrementar la mezcla de aire.

I. Influencia de la forma de la torre en la recirculación:

Cuando el flujo de viento encuentra una obstrucción, se crea una zona de presión reducida y se forma circulación hacia la zona de sotavento, el aire intenta llenar ese vacío cambiando su ruta.

Si el obstáculo (torre) es alto y estrecho, el aire se compensa cambiando su ruta a través de las paredes laterales, pero si por el contrario el obstáculo (torre) es bajo y ancho, el camino para equilibrar la presión está por encima de la parte superior del obstáculo (torre). Este efecto disminuye si la torre de refrigeración es circular.

II. Influencia de la orientación frente a la velocidad del viento predominantes en la recirculación:

La orientación de las celdas tiene que estar girada 90° respecto a la velocidad predominante del viento, así el viento tiende a rellenar el vacío de presión a través de los laterales y no se amontona la descarga de las primeras celdas al contactar con el viento en las demás descargas.

Las torres circulares no tienen este efecto al tener los ventiladores centralizados y formar la pluma en el centro.

III. Influencia de la velocidad de descarga del aire en la recirculación:

La velocidad de descarga de la pluma depende de los ventiladores y de la variación de densidades, que marcan la altura de elevación de la pluma. La dirección de la pluma depende de la velocidad, la dirección y las características psicométricas del viento a la salida del cilindro del ventilador.

Velocidades del viento bajas, como en la figura 26, permiten elevarse a la pluma, pero velocidades altas pueden desviar la pluma en sentido horizontal, fluyendo hacia las zonas de baja presión a sotavento y reintroduciéndose en la torre de refrigeración. En la gráfica de la figura 27 se puede observar la variación de la recirculación frente al ratio de velocidades del viento y la pluma.

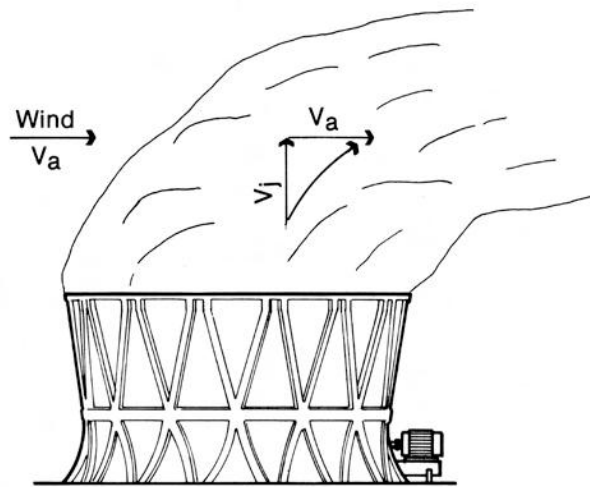


Figura 26. Efecto del aire sobre la velocidad de descarga de la pluma.

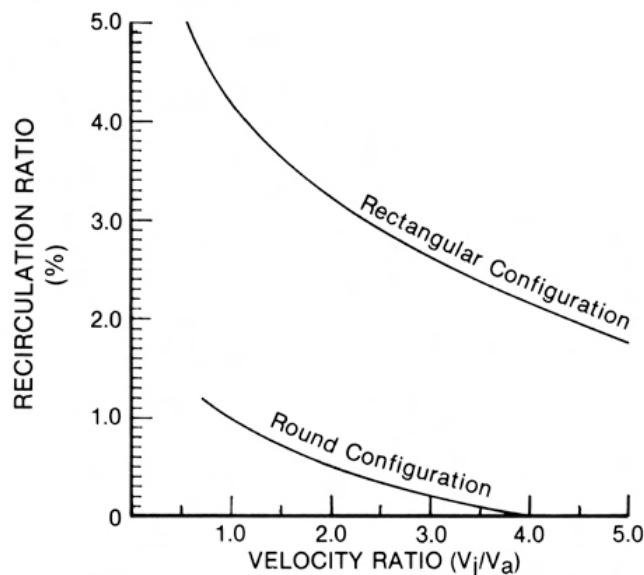


Figura 27. Recirculación en función de la configuración y el ratio de velocidades.

El ratio de recirculación es el porcentaje de aire de descarga reintroducido en la torre. Como se puede observar en la gráfica de la figura 27, la configuración circular obtiene mejores valores de recirculación que la configuración rectangular. A medida que la velocidad del viento es mayor relativamente a la velocidad de descarga, aumenta la recirculación, por lo que las torres mecánicas de inducción son menos susceptibles a la recirculación que la torres naturales o forzadas (aproximadamente la velocidad de descarga de la torre disminuye 4 veces respecto a las inducidas).

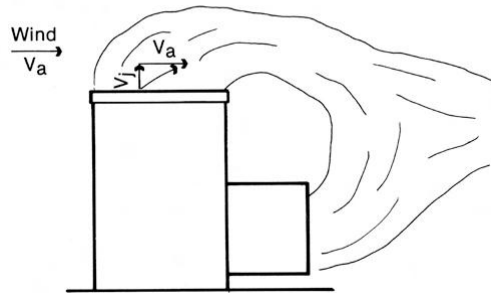


Figura 28. Recirculación en torre forzada.

IV. Influencia del cilindro del ventilador y el espaciado en la recirculación:

Aumentando la altura del cilindro y separándolos unos de otros, se puede conseguir disminuir la recirculación.

En la figura 29 se pueden observar paredes y pantallas para evitar la recirculación comprometiendo su funcionamiento.

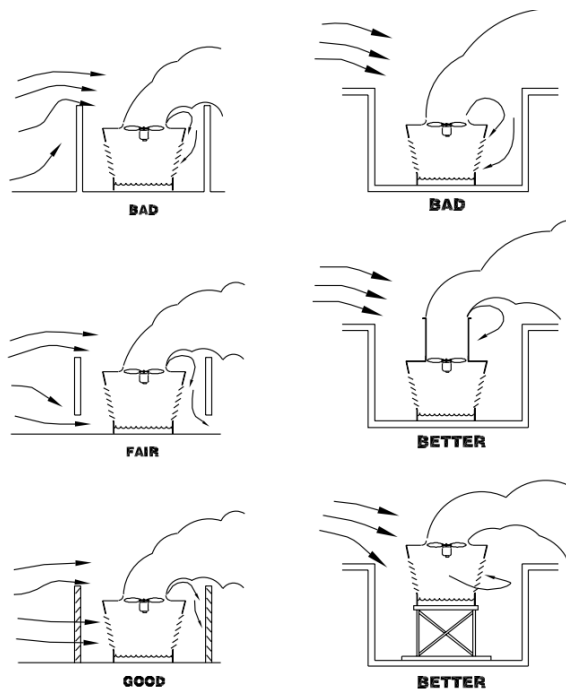


Figura 29. Soluciones a la recirculación mediante paredes y pantallas.

3.3.3 Emplazamiento y orientación:

El emplazamiento y la orientación tienen un impacto sobre el coste de tuberías y cables, el ruido, la vibración, la posibilidad de niebla, el acceso a la torre... que hay que tener en cuenta a la hora de diseñar la torre.

El performance de la torre se ve drásticamente afectado por el layout debido a la variación de las condiciones del aire a la entrada, tanto por temperatura como por caudal. La restricción de la entrada de aire, la recirculación y las interferencias deben ser minimizadas o eliminadas mediante la selección y el diseño del lugar de emplazamiento.

I. Restricciones de aire o starving:

Se produce cuando la entrada de aire a una torre está demasiado cerca de una pared u otra obstrucción, restringiendo la cantidad de aire que entra a la torre, creando áreas de baja presión y distribuyendo el aire incorrectamente.

II. Recirculación:

Excepto para torres en flujo cruzado único, el emplazamiento adecuado para minimizar la recirculación es orientar la torre para que la cara de la persiana primera esté paralela a la dirección predominante del viento a la mayor temperatura de bulbo húmedo. Esto permite descargar el aire saturado lejos de la entrada de aire. Como el emplazamiento puede tener limitaciones, se pueden diseñar de costado llevando a cabo consideraciones a la hora de fijar una temperatura de bulbo húmedo de diseño.

El ajuste necesario es menor a medida que aumenta la longitud de la torre y el número de células o torres individuales separadas.

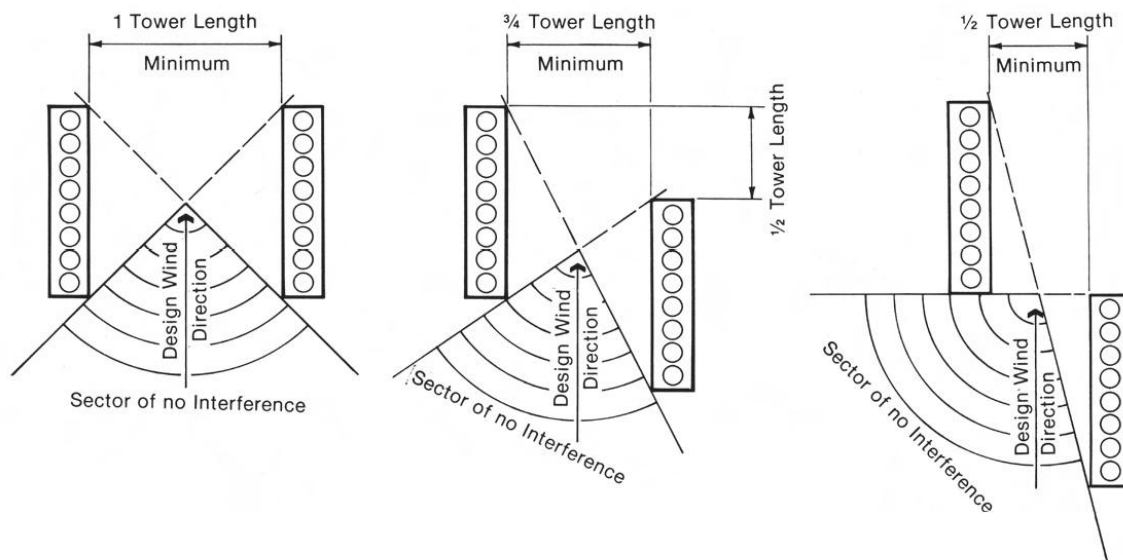


Figura 30. Orientación de las torres con viento longitudinal predominante.

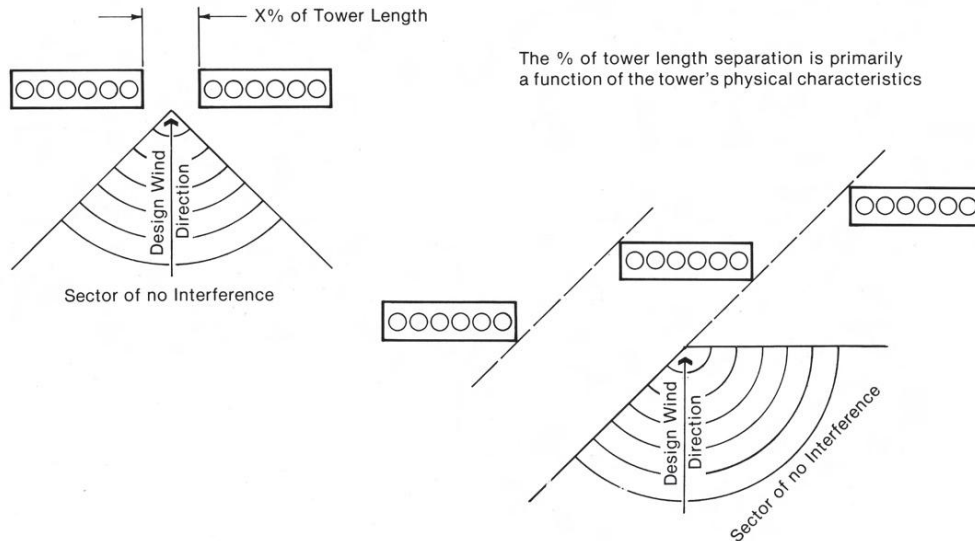


Figura 31. Orientación de las torres con viento de costado predominante.

III. Interferencias:

De la misma manera que con la recirculación, ninguna torre debe ser situada en la zona de interferencia, es decir, a sotavento de otra torre o fuente de calor.

IV. Efecto del recorrido de tuberías:

Aunque en instalaciones pequeñas las tuberías tienen un precio insignificante, en torres de gran tamaño puede ser significativo. La configuración más eficiente de la red de tuberías se da en torres hiperbólicas o circulares, debido a que permiten espaciamientos menores entre componentes.

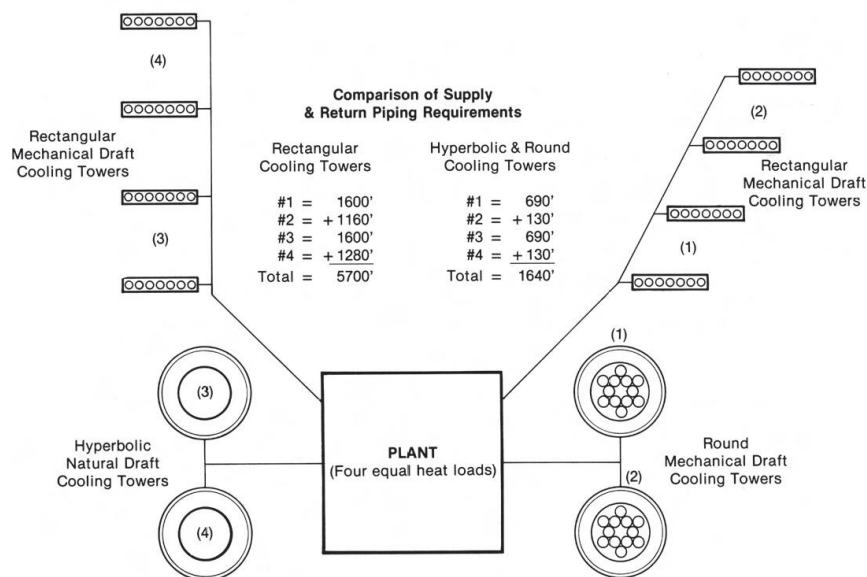


Figura 32. Comparación del trazado de tuberías para distintas configuraciones.



Por lo tanto, un emplazamiento adecuado de la torre es necesario para garantizar un correcto performance y que no participe en el deterioro de otros equipos o edificios. Una serie de recomendaciones:

- i. Selección de un emplazamiento abierto y no obstruido en la zona de entrada del aire.
- ii. La torre debe descargar el penacho a una distancia vertical superior a la altura de las estructuras adyacentes. Se suele conseguir mediante un soporte de acero o una chimenea.
- iii. El recinto de la planta debe ser al menos 2.5 o 3 veces superior al de la torre.
- iv. Diseñar la ventilación de los edificios adyacentes teniendo en cuenta la posición de la torre.
- v. No situar la torre cerca de elementos de generación de calor, venteos o tuberías que puedan interferir en la temperatura de entrada del aire.
- vi. Si fuera necesario, realizar un tratamiento acústico.

3.4 MATERIALES.

Las torres de refrigeración deben resistir la corrosión por el efecto combinado de la baja calidad del agua, altas temperaturas, saturación de aire y agentes dañinos como óxidos de sulfuro (SO_x). Para obtener un funcionamiento correcto y maximizar la vida en servicio de los componentes, es necesario una elección cuidadosa de los materiales, un mantenimiento efectivo y un tratamiento del agua adecuado.

La corrosión se define como la reacción química o electrolítica de elementos libres, iones o compuestos (en solución acuosa o en aire) con el material base de construcción, causando la pérdida de material y/o de sus propiedades físicas. Es decir, cuando el material base es expuesto a una sustancia química incompatible, en suficiente concentración y tiempo para iniciar la reacción en las condiciones donde la reacción ocurre espontáneamente.

La exposición de los componentes varía de unos a otros; zonas de alta velocidad del agua tienden a no acumular agentes corrosivos, como el empaquetamiento o el depósito de distribución de agua caliente; zonas de baja velocidad, donde los agentes corrosivos tienen mayor posibilidad de reaccionar, como el depósito de agua fría; y zonas como el plenum, donde el agua que lo atraviesa es condensado libre de sólidos disueltos.

Los materiales escogidos para la estructura son acero galvanizado, acero inoxidable o fiberglass (FRP Fiberglass reinforced polyester), utilizándose de manera combinada.

Para torres de 1500 toneladas por célula aproximadamente, el acero galvanizado tiene una ventaja en costes por su ensamblaje en fábrica, FRP y acero inoxidable serían más caros. Madera y FRP tienen un gran coste de trabajo en campo por lo que solo se utilizan en torres pesadas, a partir de 1500 toneladas empiezan a considerarse. Para torres por encima de las 1500 toneladas, madera es la opción más barata seguida por acero galvanizado, FRP y acero inoxidable, en orden ascendente de precios.

Para los componentes, acero al carbono es el material más barato que permite operar en condiciones estándar. Para ambientes altamente corrosivos, se utilizan aceros inoxidables 300 y 316, aumentando el precio considerablemente.

Para el empaquetamiento de película, el policloruro de vinilo (PVC) tiene una excelente flexibilidad de fabricación, resistencia a la erosión y propiedades estables para un amplio rango de ambientes químicos. Se utiliza para la mayoría de aplicaciones, incluso con agua altamente corrosiva. El problema de los empaquetamientos de película es su obstrucción cuando el agua de circulación contiene sólidos suspendidos, para estos casos, se utilizan empaquetamientos de salpicadura, típicamente de PVC, aunque también pueden ser de madera tratada o polipropileno.

Para los nozzles se utiliza polipropileno, acrilonitrilo butadieno estireno (ABS) o nylon con fibra de vidrio, materiales resistentes a ataques químicos y a la erosión.

Las hojas de los ventiladores suelen ser de aleaciones de aluminio, FRP, epoxy reforzado con fibra de vidrio o vinilester reforzado con fibra de vidrio.



I. Madera:

Su disponibilidad, flexibilidad de fabricación y bajo coste relativo sitúan a la madera como una buena opción. La madera es insensible a cloruros, sulfatos y sulfuros de hidrógeno, pero puede ser dañada por altas concentraciones de cloro libre y es sensible a exposiciones largas a agua a excesivas temperaturas ($>140^{\circ}\text{F}$).

Las maderas más utilizadas son redwood y douglas fir tratadas para evitar el crecimiento y la proliferación de organismos. El tratamiento más utilizado es acid copper chromate (ACC).

Las torres de madera tienen una expectativa de vida en servicio baja, aunque manteniendo un buen control del pH (7-7.5) se evita la degradación. Las torres de madera tienen pérdidas de agua por arrastre mayores de 1%, utilizan mayor área y tienen tendencia al crecimiento biológico.

II. Metales:

El acero se utiliza para componentes que necesitan gran resistencia mecánica, como cajetines, ejes, unidades de soporte, tornillos etc. Para unas condiciones estándar de agua se utiliza acero galvanizado y para condiciones severas recubrimientos de epoxi, carbono o alquitrán.

Hierro fundido y hierro dúctil se utilizan para los engranajes, anclajes, cuerpo de las válvulas de control y piezas de los ejes del ventilador, aunque estos hierros pueden ser galvanizados o recubiertos.

Tornillos, tuercas y arandelas están hechos de acero inoxidable, de diversos grados en función de la corrosión.

Otros metales como aleaciones de cobre, bronce y titanio se utilizan para condiciones extraordinarias

i. Acero galvanizado:

Es el material con mejor relación calidad-precio, el más usado es el acero G235 (2.35 onzas de zinc por pie cuadrado o 717 gr por m^2) que tiene el mejor galvanizado comercial, el cual le dota con gran resistencia a la corrosión.

ii. Acero inoxidable:

Para ambientes corrosivos se utiliza el acero tipo 304, el material de calidad por encima del G235 que más se utiliza para torres de refrigeración. Para ambientes extremadamente corrosivos se utiliza acero 316.



III. Plásticos:

La resistencia al ataque microbiológico, la resistencia a la corrosión, la resistencia a la erosión, la relación resistencia/peso, el aceptable coste relativo y la flexibilidad de fabricación hacen que los plásticos reforzados con fibras sean ampliamente usados en la fabricación de torres para elementos estructurales, conectores, hojas de ventiladores, cilindros del ventilador, empaquetamientos, soportes del empaquetamiento, eliminadores, tuberías, nozzles, cubiertas, persianas y soportes de persianas.

Los plásticos más usados son el poliéster reforzado con fibras (FRP), epoxi reforzado con fibras, policloruro de vinilo (PVC), polipropileno y nylon reforzado con fibras.

Con los plásticos reforzados con fibras se consigue la construcción más rápida del mercado.

El FRP es fuerte, ligero, resistente químicamente y puede operar en un amplio rango de pH. Con un tratamiento contra el fuego se consigue eliminar el sistema de protección contra incendios.

IV. Hormigón:

Sus mayores costes iniciales pueden justificarse por su seguridad ante incendios y carga máxima de soporte. Se utiliza para grandes torres fabricadas in situ, duran más de 40 años, pero su coste de construcción es mayor.

Generalmente, se utiliza hormigón tipo I, excepto en aplicaciones en las que las concentraciones de sulfatos dicten utilizar tipo II. Agua de circulación con índices de saturación negativos (pobre en calcio) puede ser corrosiva para el hormigón.

3.5 CALIDAD DEL AGUA.

3.5.1 Balance de agua:

El primer término a tener en cuenta en el balance de agua de la torre de refrigeración es la evaporación. El intercambio de calor latente representa un 80-100% del calor total refrigerado, mientras que el sensible representa el resto. Como consecuencia de este intercambio de calor latente, se transmite cierta cantidad de agua al aire por evaporación. Este caudal evaporado se calcula mediante la variación de humedades específicas en el caudal de aire, aunque como estimación previa se utiliza un 0.1% del caudal de agua circulación por cada 1 °F. Como estamos perdiendo caudal de agua de circulación debido a la evaporación, necesitamos un caudal de reposición, llamado make-up.

En el proceso de evaporación, se evapora únicamente agua pura, dejando todo tipo de sales y sólidos disueltos o suspendidos en el agua que permanece en la torre. Este fenómeno aumenta la concentración de sales en el agua de circulación, por lo que es necesario un determinado caudal de purga y reposición para disminuir la concentración de estos compuestos y así evitar problemas como corrosión, obstrucciones, depósitos o crecimiento microbiológico. Este caudal de reposición reemplaza, entre otras pérdidas de agua de circulación, la cantidad de agua del caudal de circulación que se purga de la torre, es decir, la purga es una descarga controlada de agua de circulación para limitar la concentración de sólidos y materia biológica.

Otra pérdida de caudal de agua de circulación son las gotas de agua que dejan la torre junto con el aire, el caudal de arrastre o drift, que generalmente varía entre el 0.001 y 0.3% del caudal de circulación.

Además, existe un término para representar escapes o fugas.

Unificando todas las pérdidas, el caudal de reposición se puede calcular como la suma del caudal de evaporación, la purga, el arrastre y las fugas.

$$M = E + B + D + L \quad (3.5.1)$$

Siendo M el caudal de reposición, E el caudal de evaporación, B el caudal de purga, D el caudal de arrastre y L el caudal de fugas.

Como el caudal de pérdidas por arrastre y fugas es pequeño, hacemos la siguiente simplificación.

$$D + L \ll 0 \quad (3.5.2)$$

$$M = E + B \quad (3.5.3)$$

3.5.2 Ciclos de concentración:

El agua de circulación contiene sólidos y minerales disueltos, sólidos suspendidos, escombros, bacterias y otras impurezas.

Entre los sólidos disueltos en el agua, hay sales de magnesio y calcio, comúnmente evaluados como dureza (hardness), y otros sólidos y gases en diferentes combinaciones, que producen incrustaciones (scaling) en diversas partes de la torre, en especial en el empaquetamiento.

En el contacto con el aire aparece otro problema, el aire contiene gran cantidad de impurezas debido a la polución, que transfiere al agua y son corrosivos.

Otro problema es que la mayoría de superficie de transferencia está expuesta a la luz solar, esto promueve el crecimiento bacteriano, de algas y de hongos, causando obstrucciones que reducen el flujo y por tanto la transferencia de calor.

Por lo tanto, los tres principales problemas del agua en una torre de refrigeración son el scaling o precipitación, la corrosión y el ensuciamiento orgánico o fouling, problemas que se pueden tratar de tres formas, introduciendo químicos que previenen contra la corrosión y la precipitación de sólidos disueltos, con tratamientos de agua y mediante una purga que limite la concentración de sólidos.

Los ciclos de concentración son definidos como el ratio de concentración entre los sólidos disueltos del agua de circulación y el agua de reposición, a medida que aumentan los ciclos menor es la purga requerida y por tanto menor makeup.

Partiendo de la simplificación anterior (3.5.2), los ciclos de concentración COC son:

$$COC = \frac{M}{B+D+L} \quad (3.5.4)$$

$$COC = \frac{E+B+D+L}{B+D+L} \quad (3.5.5)$$

$$COC = \frac{E+B}{B} \quad (3.5.6)$$

Si los ciclos de concentración son uno, el sistema de refrigeración es de un solo paso.

La purga necesaria para mantener la torre de refrigeración a unos determinados ciclos de concentración es:

$$COC = \frac{E}{B} + 1 \quad (3.5.7)$$

$$B = \frac{E}{COC-1} \quad (3.5.8)$$

$$M = E + B \quad (3.5.9)$$

$$M = E + \left(\frac{E}{COC-1} \right) \quad (3.5.10)$$

$$M = E \times \left(\frac{COC}{COC-1} \right) \quad (3.5.11)$$

En la siguiente figura podemos observar la variación del caudal de purga en función de los ciclos de concentración:

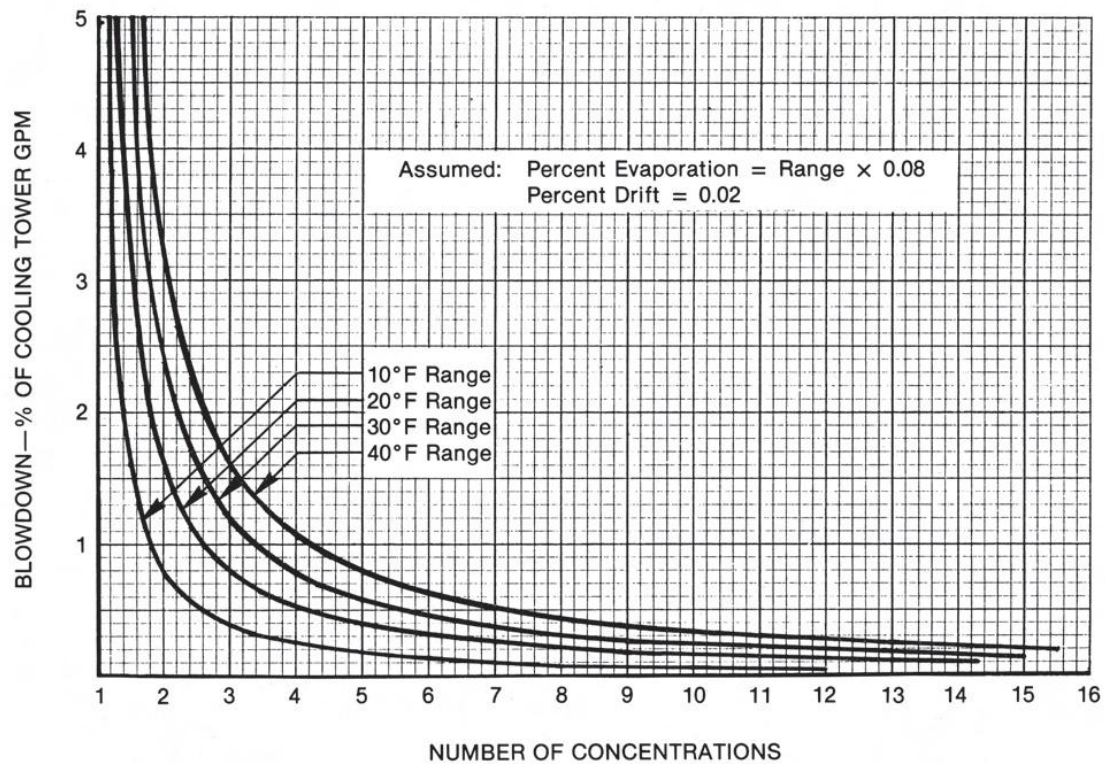


Figura 33. Caudal de purga frente a los ciclos de concentración.

3.5.3 Calidad del agua:

Para establecer una referencia, la siguiente figura muestra unos parámetros típicos del agua de circulación con los que se diseñan las torres estándar. La temperatura máxima suele ser 120 °F y la calidad del agua:

- pH between 6.5 and 8.0, although pH down to 5.0 is acceptable if no galvanized steel is present. Low pH attacks galvanized steel, concrete and cement products, fiberglass, and aluminum. High pH attacks wood, fiberglass, aluminum, and galvanized steel.
- Chlorides (expressed as NaCl) below 750 ppm, 500 ppm for a galvanized steel cooling tower.
- Calcium (as CaCO_3) below 1200 ppm—except in arid climates where the critical level for scale formation may be much lower.
- If calcium exceeds 1200 ppm, sulfates should be limited to 800 ppm (less in arid climates) to prevent scale formation. Limit to 250 ppm for a galvanized steel cooling tower.
- Sulfides below 1 ppm.
- Silica (as SiO_2) below 150 ppm.
- Iron below 3 ppm.
- Manganese below 0.1 ppm.
- Langelier saturation index between 0.0 and +1.0—negative LSI indicates corrosion likely; positive indicates CaCO_3 scaling likely
- Suspended solids below 150 ppm if solids are abrasive — avoid film-fills if solids are fibrous, greasy, fatty, or tarry (see the discussion on fill materials).
- Total dissolved solids below 5000 ppm, if above may cause thermal performance derate.
- Oil and grease below 10 ppm or loss of thermal performance will occur—avoid film type fill if oil and grease are present.
- No organic solvents.
- No organic nutrients which could promote growth of algae or slime.
- Chlorine (from water treatment) below 1 ppm free residual for intermittent treatment; below 0.4 ppm free residual for continuous chlorination.

Figura 34. Calidades del agua estándar.[1]

3.5.4 Tratamientos:

I. Formación de precipitaciones o scaling:

Es la formación de sólidos precipitados que recubren las superficies de intercambio de calor, interfiriendo en la eficiencia de intercambio y bloqueando u obstruyendo el flujo de agua.

Generalmente son cristales de carbonato cálcico precipitados, aunque pueden ser de sulfato cálcico o sólidos de sílice. Sucede cuando determinados sólidos disueltos exceden sus límites de solubilidad, límite que depende de la temperatura y de la concentración de dióxido de carbono, aumentando la temperatura o reduciendo el dióxido de carbono puede aparecer precipitación.

Las incrustaciones son prevenidas por el control de la purga, manteniendo la concentración de sólidos por debajo del límite y debilitando o suavizando el agua con cal, carbonato de sodio zeolita, fosfatos u otros componentes para mantener las precipitaciones bajo control.

Una solución es un control automático de la conductividad del agua de circulación y de la concentración de sólidos presentes en el agua, junto a una válvula de solenoide para controlar la purga y una inyección de inhibidores de precipitación con agentes secuestrantes como el HEDP (HydroxyEthylidene 1,1 DiPhosphonic acid) u otros polímeros, por ejemplo, poliacrilatos.

Para la evaluación de las incrustaciones se utiliza la ecuación de Langelier y de Ryznar.

La ecuación de Langelier determina el carácter incrustante o agresivo del agua para una determinada temperatura. Se calcula cuando los sólidos disueltos, el calcio total y la alcalinidad total son conocidos. El índice de saturación es la diferencia entre el pH actual o medido y el calculado a la saturación para la concentración de carbonato cálcico dada. Si el índice es cero, el agua está en equilibrio con el CaCO_3 a esa determinada temperatura. Si el índice es positivo, el agua está sobresaturada en CaCO_3 y aparecen depósitos. Si el índice es negativo, el agua disuelve el CaCO_3 y puede ser corrosiva.

La ecuación Ryznar establece una correlación entre la predicción calculada y el valor medido. El valor numérico obtenido es el índice de estabilidad, entre 6-7 el agua está balanceada, menor de 6 hay precipitación y por encima de 8 tendencia a la corrosión.

Ambos índices son valores de tendencia del agua porque la solubilidad variará con la temperatura. Deben ser cumplimentados con revisiones para determinar si el tratamiento es correcto, para, por ejemplo, aumentar la adición de ácido si hay incrustaciones o alimentar con carbonato de sodio si es corrosivo.

Para el cálculo de ambos índices se utilizan las siguientes fórmulas:

$$pH_s = (9.3 + A + B) - (C + D) \quad (3.5.12)$$

Donde:

- pH_s es el valor de pH al cual el agua está en equilibrio con el CaCO_3 .
- A Es un valor que refleja el total de sólidos (ver tabla 1).
- B Es un valor que refleja la temperatura (ver tabla 1).
- C Es un valor que refleja la dureza (ver tabla 1).
- D Es un valor que refleja la alcalinidad (ver tabla 1).

$$\text{Índice de saturación} = pH \text{ (actual)} - pH_s \quad (3.5.13)$$

$$\text{Índice de estabilidad} = 2 \times pH_s - pH \text{ (actual)} \quad (3.5.14)$$

A		B	
Total Solids ppm	A	Temperature °F	B
50-300	0.1	32-34	2.6
400-1000	0.2	36-42	2.5
		44-48	2.4
		50-56	2.3
		58-62	2.2
		64-70	2.1
		72-80	2.0
		82-88	1.9
		90-98	1.8
		100-110	1.7
		112-122	1.6
		124-132	1.5
		134-146	1.4
		148-160	1.3
		162-178	1.2

C		D	
Calcium Hardness ppm or CaCO_3	C	M.O. Alkalinity ppm or CaCO_3	D
10-11	0.6	10-11	1.0
12-13	0.7	12-13	1.1
14-17	0.8	14-17	1.2
18-22	0.9	18-22	1.3
23-27	1.0	23-27	1.4
29-34	1.1	28-34	1.5
35-43	1.2	35-43	1.6
44-55	1.3	44-55	1.7
56-69	1.4	56-69	1.8
70-87	1.5	70-87	1.9
88-110	1.6	88-110	2.0
111-138	1.7	111-138	2.1
139-174	1.8	139-174	2.2
175-220	1.9	175-220	2.3
230-270	2.0	230-270	2.4
280-340	2.1	280-340	2.5
350-430	2.2	350-430	2.6
440-550	2.3	440-550	2.7
560-690	2.4	560-690	2.8
700-870	2.5	700-870	2.9
880-1000	2.6	880-1000	3.0

Tabla 1. Valores de la ecuación Langelier y Ryznar.[2]

II. La corrosión:

Es el proceso de deterioro de un metal a consecuencia de un ataque electrolítico, generalmente por oxidación, resultando en rotura y degradación prematura del equipo. La oxidación consiste en el movimiento de electrones desde el metal a un medio húmedo, degradando el metal, reduciendo su resistencia, reduciendo su espesor y formando picaduras o agujeros.

Prevenir la corrosión requiere de una selección cuidadosa de los materiales del sistema y mantener el sistema limpio (los depósitos de bacterias pueden incrementar la corrosión localmente).

El entorno de la torre es corrosivo por el contenido en oxígeno y dióxido de carbono del agua de circulación, por el bajo pH del agua de circulación y por el contacto entre metales distintos.

La corrosión debe tratarse con inhibidores, que construyen y mantienen una pantalla protectora, y con retardantes de la corrosión, que neutralizan el agua, por ejemplo:

- i. Cromatos, nitratos, ortofosfatos y silicatos de tipo anódico.
- ii. Bicarbonatos, cationes de metal y polifosfatos de tipo catódico.

Un incremento en los sólidos disueltos, incrementa la conductividad y el potencial de corrosión, particularmente si los sólidos son cloruros o sulfatos, haciendo necesario aumentar la purga.

III. Creación de espuma:

Cuando una torre de refrigeración se pone en marcha, se genera gran cantidad de espuma que desaparece después de un periodo corto de tiempo, aunque puede persistir por concentraciones de combinaciones de sólidos disueltos o contaminación del agua con elementos espumosos. La espuma puede aliviarse con un aumento de la purga y añadiendo reductores de espuma (foam depressant).

IV. Coloración:

La madera contiene sustancias solubles en el agua que colorean el agua de circulación. Esta coloración no es dañina para la mayoría de componentes del sistema, pero en combinación con espuma puede manchar estructuras adyacentes o descargarse con el aire.

V. Control de sólidos suspendidos:

Hay que controlar dos tipos de materiales suspendidos:

- i. Los materiales suspendidos en el aire, que deben ser filtrados continuamente.

- ii. Las grasas y aceites, que deben ser removidas del agua de circulación mediante bocas de succión (skimmers) o eliminando la fuente de contaminación.

VI. El fouling o ensuciamiento biológico:

Bacterias, hongos, algas e incluso protozoos, pueden crecer en el agua, reduciendo la eficiencia en la transferencia de calor, obstruyendo el empaquetamiento e induciendo la corrosión.

Para reducir el crecimiento biológico es primordial eliminar las fuentes de nutrientes del agua, como fugas de oil o de fluidos de procesos, y controlar el aire (filtrar o separar para eliminar sólidos suspendidos y bacterias). El ensuciamiento orgánico y la formación de algas son controlados por adicción de elementos al agua de circulación, como el cloro, sulfatos de cobre o permanganato potásico, es decir, añadiendo biocidas. El cloro es el biocida más usado por la relación coste eficiencia-biocida y estar presente en estado líquido, gaseoso y sólido, pero puede dañar la madera y otros materiales orgánicos. El cloro se dosifica intermitentemente como un tratamiento de choque sin superar 1 ppm de cloro residual y añadido cuidadosamente para que no reduzca localmente el pH y aumente la corrosión.

En un sistema de tratamiento químico convencional, se suministra un oxidante biocida con una combinación de inhibidores de las precipitaciones y de la corrosión. En la siguiente figura podemos observar un sistema de control para una torre de refrigeración.

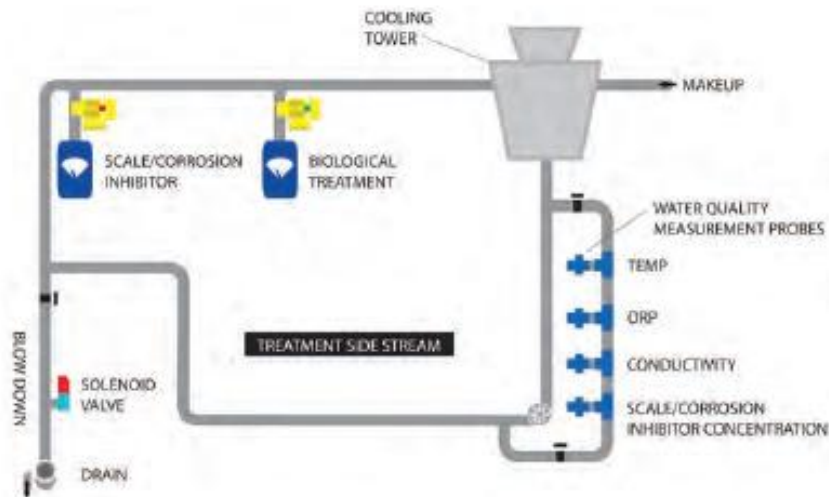


Figura 35. Paquete de tratamiento y control automático del agua.

3.6 OPERACIÓN CON RIESGO DE HIELO.

Las torres de refrigeración maximizan la superficie de contacto aire-agua y el tiempo de residencia de dicho contacto para las condiciones de diseño, generalmente condiciones de verano. Cuando la torre opera en otras condiciones, puede llegar a formarse hielo. Es necesario un sistema de control de la eficiencia o capacidad de refrigeración de la torre para evitar la formación de hielo.

Determinada acumulación de hielo en las persianas o la entrada de aire puede ser permitida, pero es inaceptable una formación de hielo significativa en el empaquetamiento, que comprometa la superficie de transferencia de calor, o en las regiones de soporte, que amenace la estructura.

Consideraciones a tener en cuenta:

- i. La formación de hielo depende directamente del flujo de aire a lo largo de la torre, reduciendo el flujo disminuye la creación de hielo.
- ii. Cuando el flujo de aire es incontrolable (por ejemplo en las torres hiperbólicas), la formación de hielo varía inversamente con la carga de refrigeración impuesta sobre la torre.
- iii. El potencial de creación de hielo varía inversamente con la cantidad de agua que fluye por el empaquetamiento.

Las torres de refrigeración mecánicas incluyen un sistema de control del flujo de aire mediante el número de ventiladores en activo o la velocidad de éstos. Además, en climas con tendencia a la formación de hielo, se utiliza un sistema de control del caudal de agua de manera simultánea. En torres de refrigeración natural, el control del flujo de aire no es posible, todo el control recae sobre el sistema de control del caudal de agua.

I. Control del aire:

La manipulación del flujo de aire que atraviesa la torre es una herramienta útil para retardar la creación de hielo y reducir o eliminar la cantidad de hielo formado. Además de reducir la cantidad de aire frío en contacto con el agua de circulación, se reduce la velocidad de entrada del aire a la torre, alterando el camino del agua de circulación e incidiendo en el hielo ya formado por ráfagas de viento con gotas o salpicadura normal.

Los mecanismos de control de la velocidad del motor (una velocidad, dos velocidades o variación en frecuencia), el control de los ventiladores en activo y el paso variable forman el sistema de control del aire. El control de los ventiladores en activo es posible cuando las torres son divididas en células con cilindros propios, pero si en un cilindro descargan varios ventiladores, los ventiladores deben ser desconectados a la vez para evitar flujo inverso o el aumento de la humedad por el hielo en los ventiladores inoperativos. En condiciones severas de formación de hielo, es necesario que los ventiladores funcionen en flujo inverso durante un periodo de tiempo (establecido y monitorizado por el operador) para que el agua que cae sobre el empaquetamiento no refrigere, impactando el agua caliente sobre las formaciones de hielo y derritiéndolas.

Además, el aire caliente de salida por la entrada de aire derrite las formaciones de hielo no derretidas por el agua.

II. Control del agua:

Las torres de refrigeración grandes que operen en condiciones de congelación deben equiparse con un control del sistema de distribución de agua, para dirigir la mayor cantidad de agua posible cerca de la entrada de aire a la torre, especialmente en torres naturales que no tienen sistema de control de aire.

Como la formación de hielo en el empaquetamiento depende de la temperatura del agua de entrada, es aconsejable para torres de refrigeración mecánica e indispensable en torres naturales, disponer de un sistema de bypass directo de todo el caudal de agua de circulación al depósito de agua fría.

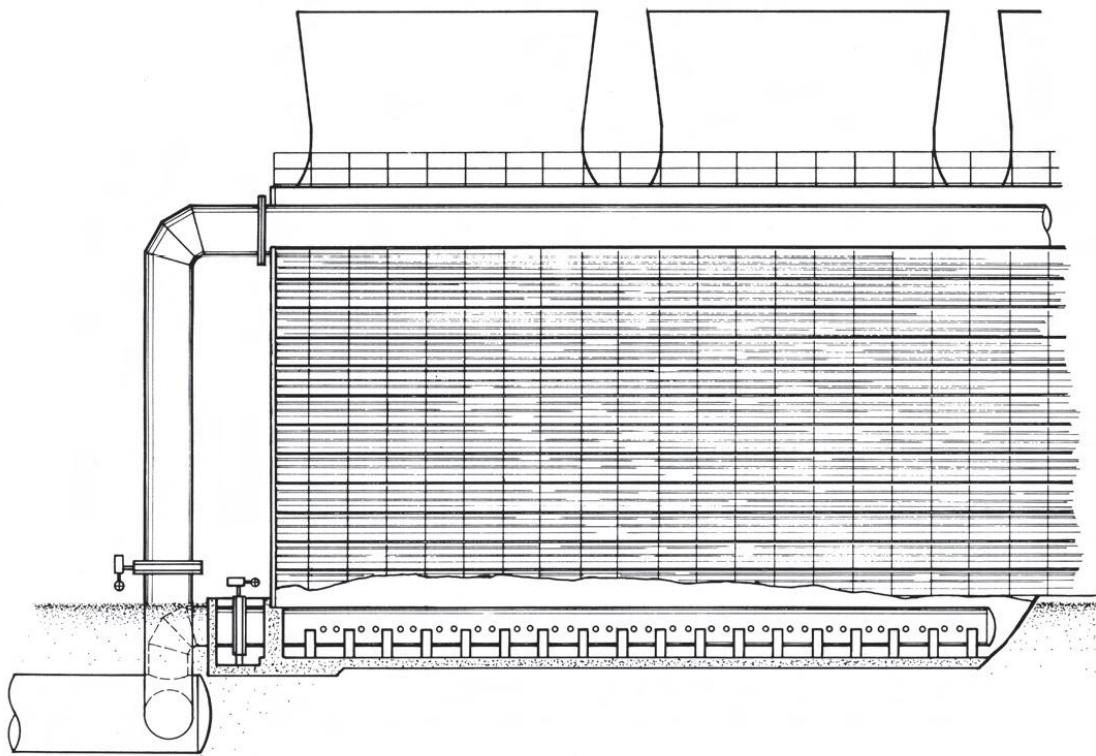


Figura 36. Tuberías y válvulas de un sistema de bypass directo al depósito de agua fría.

Durante el arranque en condiciones potenciales de formación de hielo, el agua del depósito de agua fría puede estar en condiciones cercanas a las de congelación, siendo necesario desviar el total de agua caliente directamente sobre el depósito de agua fría durante un periodo de tiempo determinado.

Durante condiciones ambientes frías con cargas de refrigeración bajas, puede formarse hielo a pesar de los controles, en tal caso, es necesario desviar el caudal total de recirculación para mantener una temperatura aceptable en el depósito de agua fría. Modular el bypass permitiendo que una determinada porción de agua siga cayendo sobre el empaquetamiento no se permite en torres de refrigeración natural y suele ser desechado en torres mecánicas a menos que un control preciso del aire sea posible, el



sistema de distribución de agua posibilite centrar el flujo del agua en la zona exterior del empaquetamiento y tenga un sistema de vigilancia monitorizada preciso.

Las torres en contraflujo, por su forma recta, tienen tendencia a la formación de hielo en áreas de gran fuerza estructural. Su forma recta reduce el contacto directo de agua caliente con las formaciones de hielo, siendo una desventaja a la hora de deshielar, haciendo necesario operar los ventiladores en flujo inverso en determinadas condiciones. Las torres en flujo cruzado tienen una cara de entrada del aire inclinada, lo cual asegura el contacto continuo entre el agua caliente y las zonas críticas de formación de hielo.

3.7 COMPONENTES ESTRUCTURALES.

La estructura de una torre de refrigeración debe acomodar y proteger, durante largos periodos de tiempo, cargas impuestas por el peso (componentes de la torre, agua de circulación, hielo, nieve y ensuciamiento), el viento, el mantenimiento y las actividades sísmicas. Además, debe ser capaz de operar en un rango amplio de condiciones atmosféricas externas y resistir los efectos corrosivos de la alta humedad y constante oxigenación.

En la siguiente figura podemos observar distintos componentes estructurales y mecánicos de la torre:

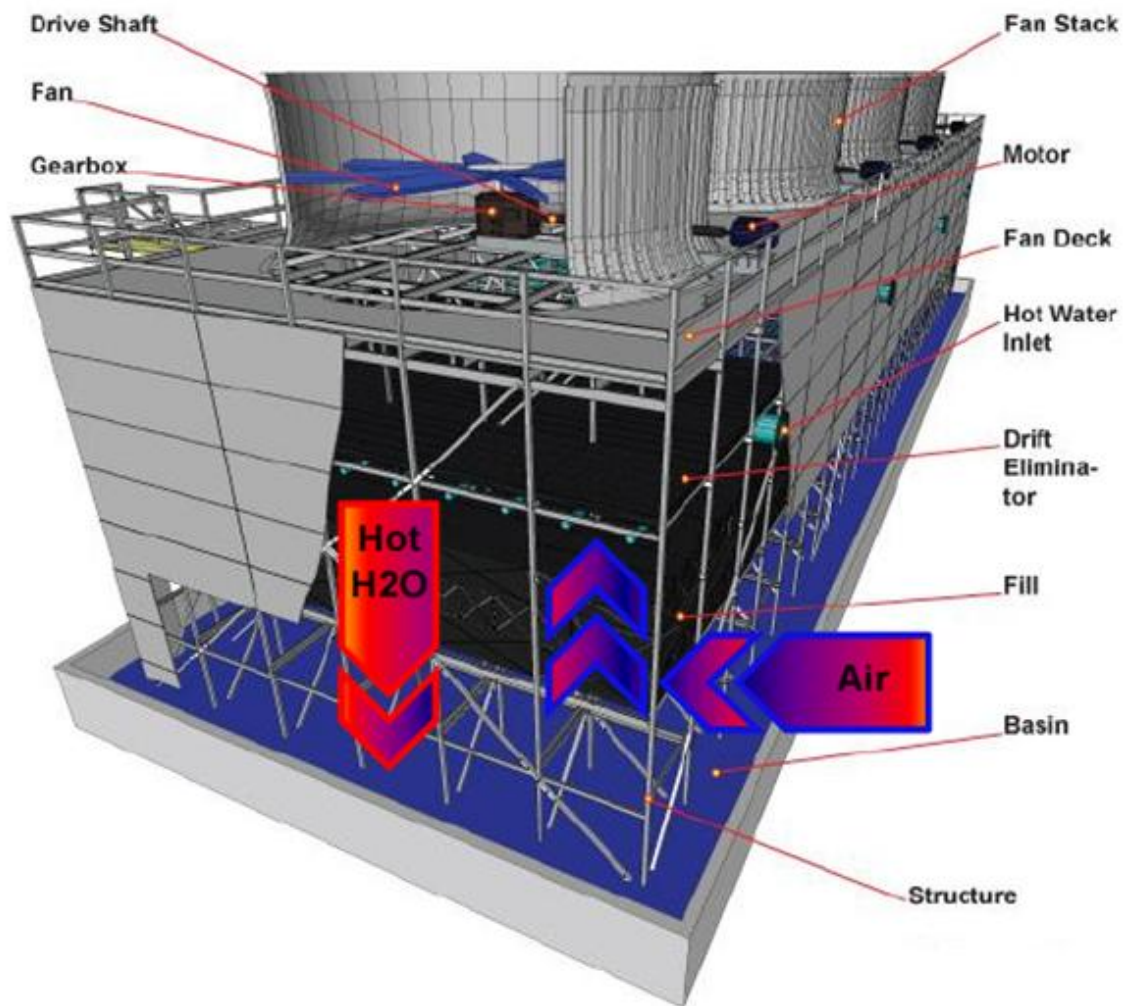


Figura 37. Componentes de una torre de refrigeración.

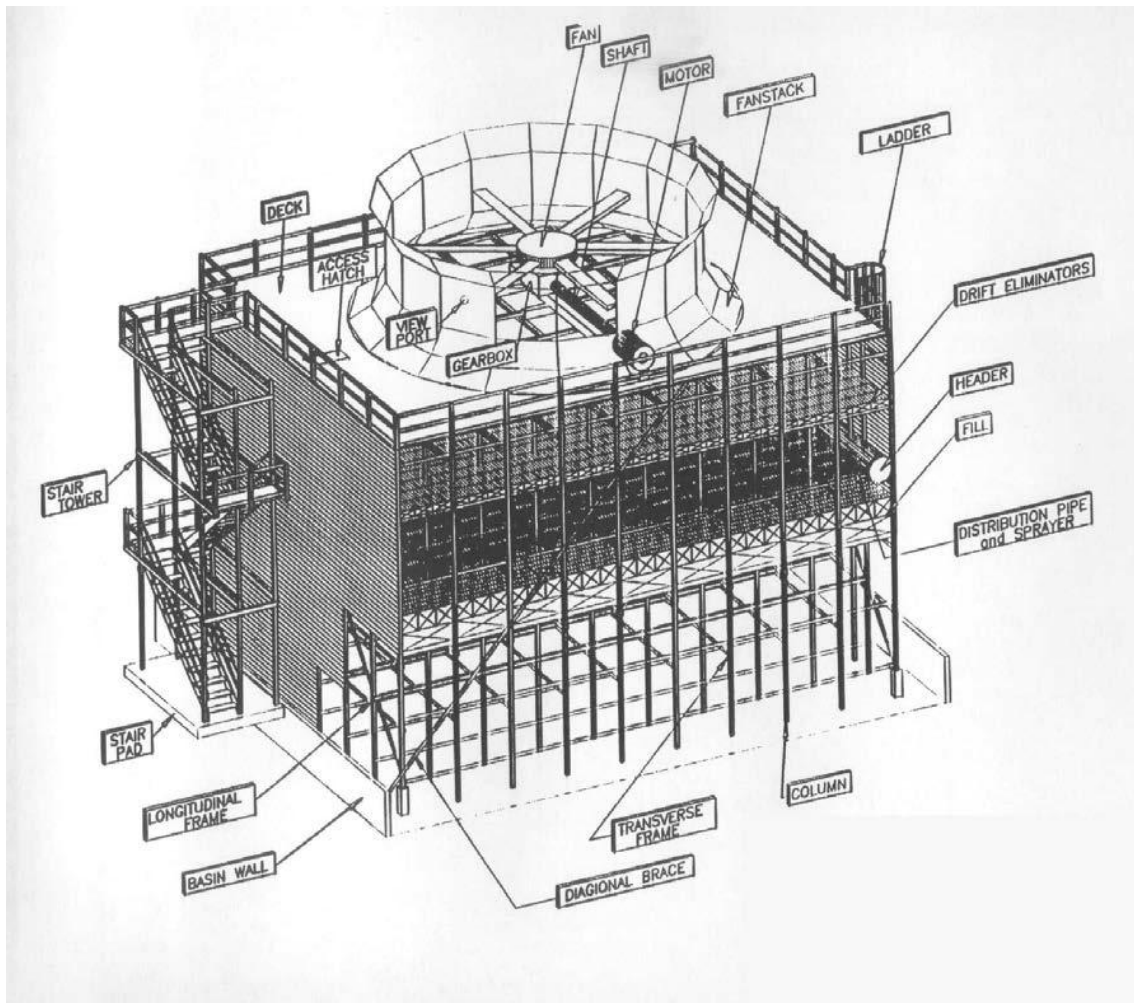


Figura 38. Componentes de una torre de refrigeración.

3.7.1 Depósito, estanque o piscina de agua:

Su misión principal es recolectar el agua fría en la parte inferior de la torre, después de haber pasado a través del empaquetamiento. En el depósito succionan las bombas de circulación y además, actúa como base de la torre.

Al recolectar materiales arrastrados por el agua, debe ser accesible, de fácil limpieza y contener una pantalla o filtro para evitar que los residuos sean succionados por la bomba de circulación.

Al ser un componente crítico, se utilizan materiales compatibles con el marco de la torre, como el acero inoxidable, plástico (pequeños tamaños) o metales revestidos para aumentar la vida de la unidad, aunque puede ser necesario añadir una rejilla de acero u hormigón para dar capacidad de soporte.

La profundidad debe ser suficiente para proveer la altura hidráulica requerida para garantizar un flujo correcto al sumidero y aceptar el flujo en condiciones de disparo. Los sumideros deben ser lo suficientemente profundos para satisfacer la altura de succión de la bomba y contener la pantalla, generalmente mallada, para remover materiales no deseados en la succión de la bomba.

3.7.2 Marco o armazón de la torre:

Soporta la estructura externa y los componentes de la torre. Para torres field-erected, se utiliza fibra de vidrio pultruida, madera u hormigón con acero para cumplir con los códigos de construcción. Para torres ensambladas en fábrica, se utiliza acero de construcción con zonas de inoxidable.



Figura 39. Marco de la torre de refrigeración.

3.7.3 Sistema de distribución de agua caliente:

Comprende desde la entrada de agua a la torre hasta la posterior distribución del agua caliente. Incluye circuitos de distribución desde el punto de entrada del agua, ramificaciones, elevadores, espráis, vasos de distribución y elementos de regulación.

Las torres en flujo cruzado admiten un sistema de distribución por gravedad mediante orificios en el suelo del depósito de distribución, pero necesitan gran altura dinámica a la salida de la bomba. Las torres en contraflujo, normalmente necesitan de un sistema de distribución presurizado con espráis nozzles, mejorando la transferencia de calor y disminuyendo la altura de la bomba. La necesidad o no de utilizar sistemas presurizados de distribución del agua caliente depende de la facilidad para conseguir la distribución uniforme del agua. En flujo cruzado, el depósito de agua caliente puede estar justo encima del empaquetamiento, debido a que el aire circula en sentido horizontal sin ser obstruido por el sistema de distribución y a que el aire no ejerce presión sobre la distribución de agua caliente. Por el contrario, en las torres en contraflujo, no es posible situar el depósito justo encima del empaquetamiento porque el aire ejerce presión sobre la distribución de agua.

Las torres en contraflujo y flujo cruzado pueden tener tuberías verticales o elevadores individuales (risers) para cada célula (figura 40). Además, las torres en flujo cruzado permiten otras configuraciones, como elevadores conjuntos al final de la torre, al no perjudicar la pérdida de presión a través de la línea de distribución.



Figura 40. Sistema de elevadores individuales para cada célula.



Figura 41. Sistema de elevadores conjuntos para una torre en flujo cruzado.

El sistema de distribución está expuesto a altas temperaturas y máxima oxigenación, por lo que se construye con materiales resistentes a la erosión y corrosión. Aunque se utilizaba acero galvanizado o hierro fundido en tuberías, las presiones relativamente bajas a las que están sujetas hacen posible utilizar varios tipos de plásticos, generalmente reforzados con fibras.



3.7.4 Plataforma del ventilador:

Transmite la carga (muerta y viva) del ventilador al marco de la torre y soporta el cilindro del ventilador. Además, es el camino de acceso a los componentes mecánicos y al sistema de distribución.

3.7.5 Cilindro del ventilador o stack:

Es un elemento crítico en el diseño de una torre mecánica inducida ya que afecta al flujo de aire a lo largo de la torre y a la eficiencia del ventilador.



Figura 42. Cilindro del ventilador.

El cañón de la torre se utiliza para maximizar la eficiencia del ventilador, minimizando la recirculación del aire de descarga y eliminando el flujo inverso.



Figura 43. Cilindro del ventilador.



Las premisas básicas para un buen diseño del cilindro son:

- i. Sección de entrada suave.
- ii. Mínima holgura con las hojas del ventilador.
- iii. Perfil suave antes y después del ventilador.
- iv. Fuerza estructural suficiente para mantener el perfil estable.
- v. Altura suficiente para proteger al personal operativo y minimizar la recirculación del aire de escape.

3.7.6 Soporte del equipo mecánico:

El marco no es totalmente inflexible y necesita resistir grandes esfuerzos de torsión del conjunto motor, caja de cambios y ventilador, por lo que es necesario un soporte que asegure que el sistema esté alineado. Para ventiladores pequeños, se utiliza una sección transversal de acero soldada, para ventiladores de mayor tamaño, se utilizan barreras largas con tubos de torsión soldados a estructuras de acero.



Figura 44. Soporte del equipo mecánico.

3.7.7 Empaquetamiento:

Su principal función es aumentar la superficie de contacto entre el aire y el agua. Los empaquetamientos deben ser estructuralmente fuertes, químicamente inactivos, resistentes al fuego, resistentes al ensuciamiento y resistentes a la erosión.

Como norma general, el empaquetamiento más eficiente térmicamente es el más sensible a precipitaciones y ensuciamiento, siendo más caros los empaquetamientos de bajo ensuciamiento que los más eficientes térmicamente.

Los materiales suelen ser PVC hasta temperaturas de 50°C, CPVC (chlorinated PVC) hasta 65°C y polipropileno o acero inoxidable para temperaturas mayores.

3.7.7.1 Tipos de empaquetamientos:

I. Splash o salpicadura:

Son listones o barras separadas horizontal y verticalmente de manera escalonada. A medida que el agua atraviesa el empaquetamiento, las gotas colisionan con sucesivas capas de listones o barras, que redistribuyen el agua en un gran número de gotas con mayor superficie de contacto por cantidad de agua. Además del beneficio principal de aumentar la zona de transferencia de calor, el tiempo de exposición del agua aumenta por el contacto con el empaquetamiento. La principal desventaja es que se requiere un gran volumen de empaquetamiento debido al espaciamiento (200-600mm).

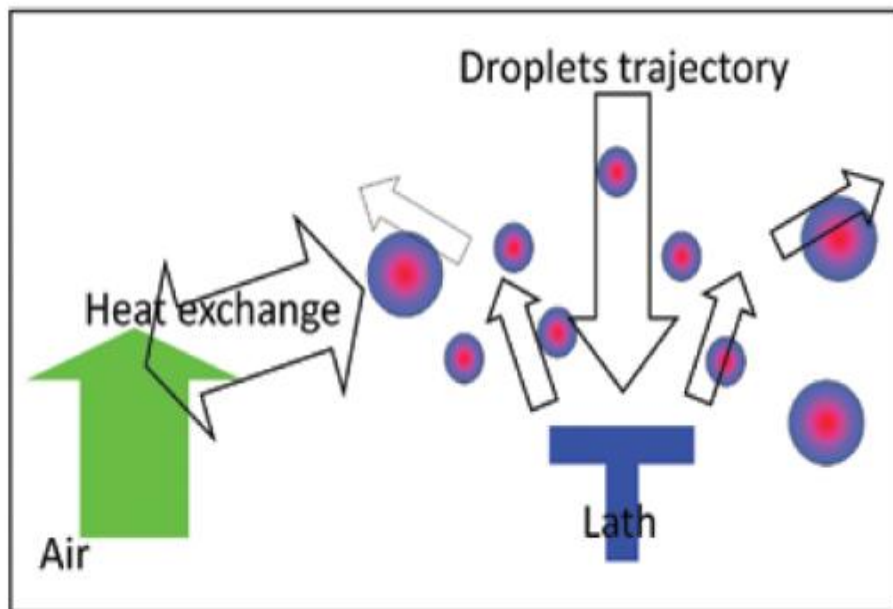


Figura 45. Esquema de flujo en empaquetamiento de salpicadura

La eficiencia de este tipo de empaquetamiento está estrictamente relacionada con la capacidad para crear gotas y la resistencia al flujo de aire. Los empaquetamientos de salpicadura tienden a producir mayor arrastre y resistencia al flujo de aire, por lo que es necesario un sistema de eliminadores eficiente y mayor capacidad en los ventiladores. Son empaquetamientos con gran resistencia al ensuciamiento e incrustaciones.

Se construyen con madera tratada; por su disponibilidad, fuerza estructural, bajo precio y alto tiempo de vida; plásticos inyectados en moldes, para aumentar la vida en servicio por su resistencia a la corrosión; y acero.

Pueden ser clasificadas en red o listones y superficie llana o curva. Los listones estrechos son mejor que los anchos, aunque éstos estén perforados.

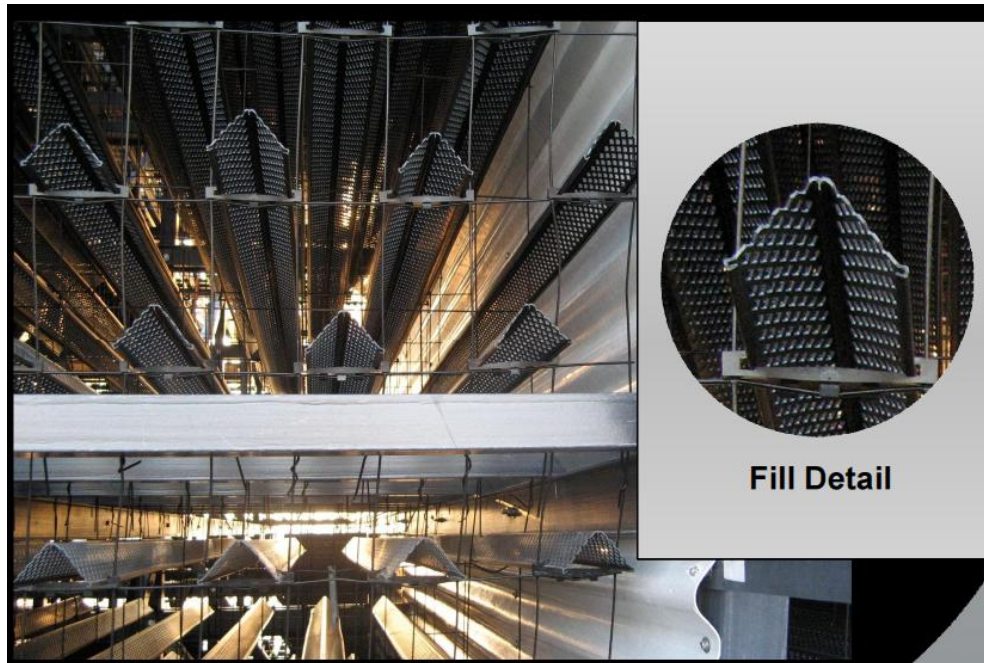


Figura 46. Empaquetamiento de salpicadura de acero perforado.

II. Trickle pack, mesh o malla:

Son mallas plásticas o metálicas, más finas que en salpicadura, en las cuales el agua fluye antes de la salpicadura, aumentando la transferencia de calor pero con mayor obstrucción y pérdida de carga. El intercambio de calor se consigue mediante la formación de una película a medida que fluye el agua y, en menor medida, por la rotura de gotas por colisión.

Consisten en mallas verticales formadas por inyectado, redes de tubos extruidos u hojas termoconformadas con un alto ratio de perforación ($>40\%$) ensambladas.

La resistencia al ensuciamiento e incrustaciones es moderada o buena, dependiendo del cuerpo y diseño (tubos mejor que triángulos), salvo que el agua contenga fibras que queden retenidas.

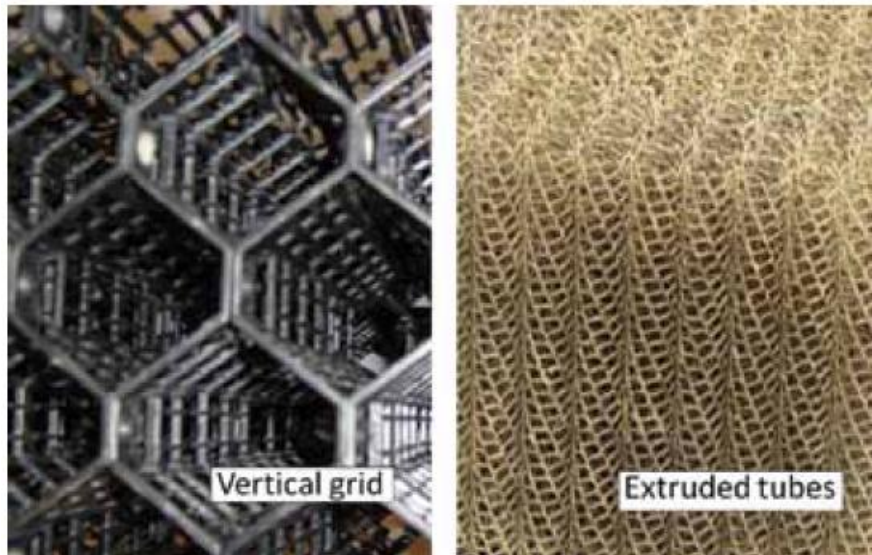


Figura 47. Empaquetamiento de malla.

III. Film o película:

El agua se extiende a través de un área formando una película, aumentando la superficie de intercambio y reduciendo los problemas de arrastre que tienen los empaquetamientos de salpicadura, permitiendo así mayores velocidades del aire. Son los empaquetamientos más eficientes, pero al aumentar el tiempo de residencia del agua en el empaquetamiento, tienden a tener gran ensuciamiento si el agua es de mala calidad, necesitando medidas de mantenimiento.

Los empaquetamientos de película consisten en una serie de superficies de películas inclinadas o verticales, colocadas paralelamente. Con esta configuración se obtiene gran transferencia de calor y baja pérdida de presión.

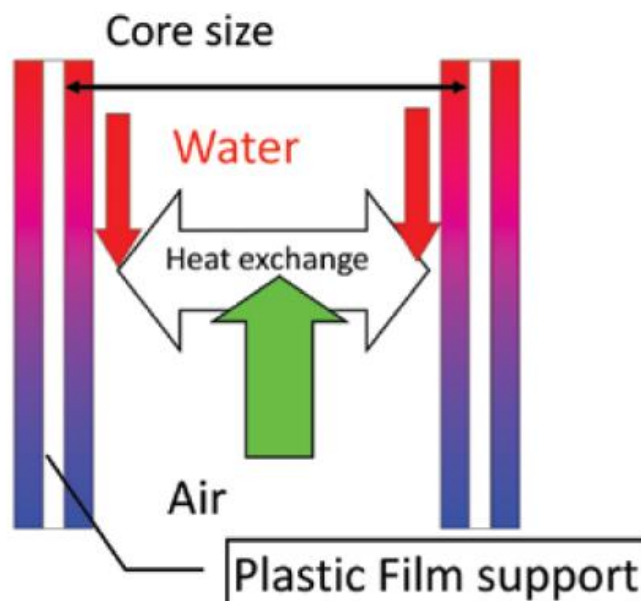


Figura 48. Esquema de flujo en empaquetamiento de película.

Generalmente son de plástico, entre los que destacan el PVC, el polipropileno y otros polímeros.

Los empaquetamientos de película pueden clasificarse por el tipo de flutes y el tipo de superficie. Los flutes pueden ser inclinados o verticales y la superficie suave, ligeramente corrugada, profundamente corrugada, ligeramente perforada o densamente perforada. Respecto a la geometría, una configuración angular reduce la velocidad del agua a lo largo del empaquetamiento, haciendo el diseño más eficiente térmicamente, pero aumentando el ensuciamiento.

Para la misma configuración de empaquetamiento, la resistencia al ensuciamiento y precipitaciones depende directamente del paso de la hoja, a mayor paso, mejor resistencia.

La forma del empaquetamiento de película dificulta la distribución de aire y agua. El problema se ha reducido con configuraciones geométricas que incorporan canales y perfiles secundarios, mejorando el contacto aire-agua.

En las siguientes figuras podemos observar varios tipos de empaquetamientos de película:

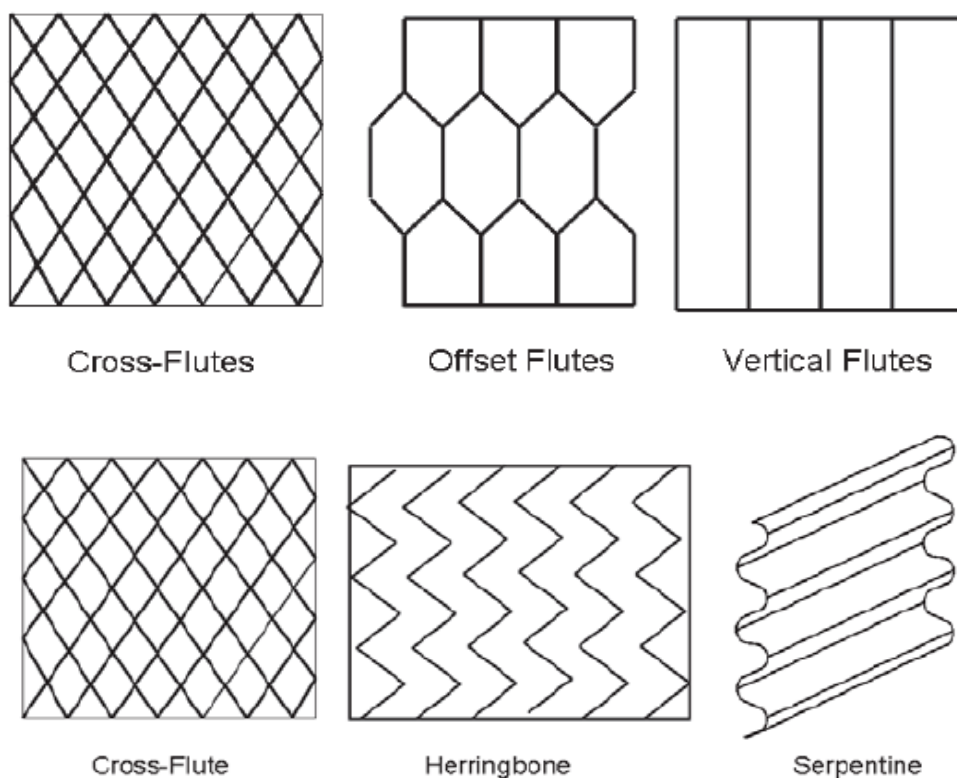


Figura 49. Tipos de empaquetamiento de película.

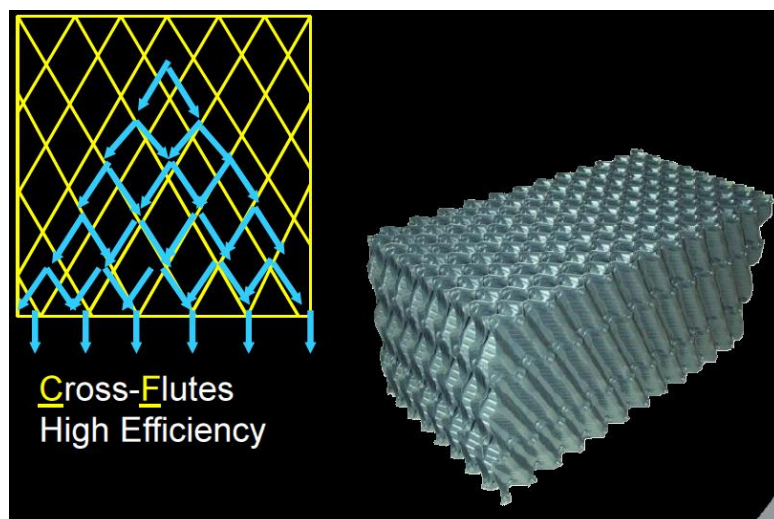


Figura 50. Empaquetamiento Cross-Flute.

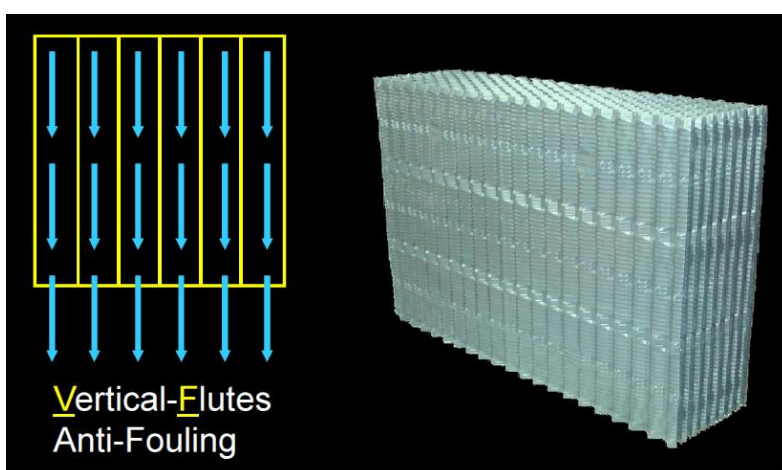


Figura 51. Empaquetamiento Vertical-Flute.

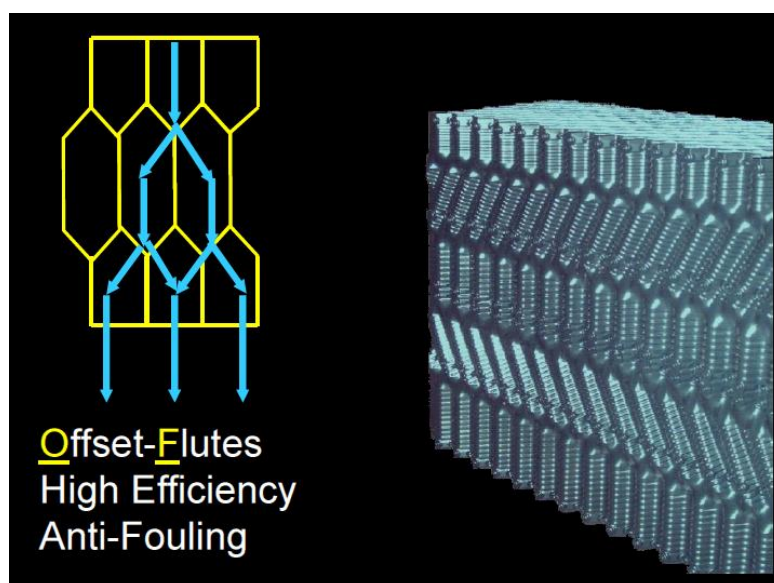


Figura 52. Empaquetamiento Offset-Flute.

Otro aspecto a tener en cuenta es la microestructura del empaquetamiento de película. Una microestructura agresiva crea una película de agua muy turbulenta y bien mezclada, mejorando la eficiencia pero incrementando el potencial de ensuciamiento.

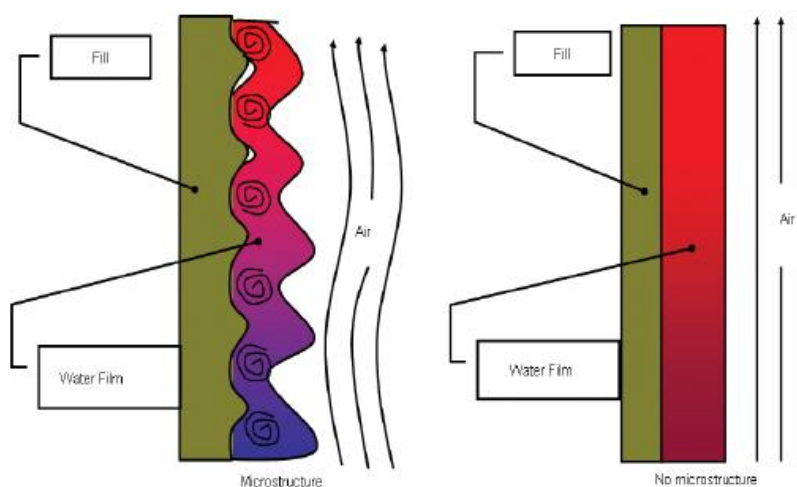


Figura 53. Esquema de flujos en función de la microestructura.

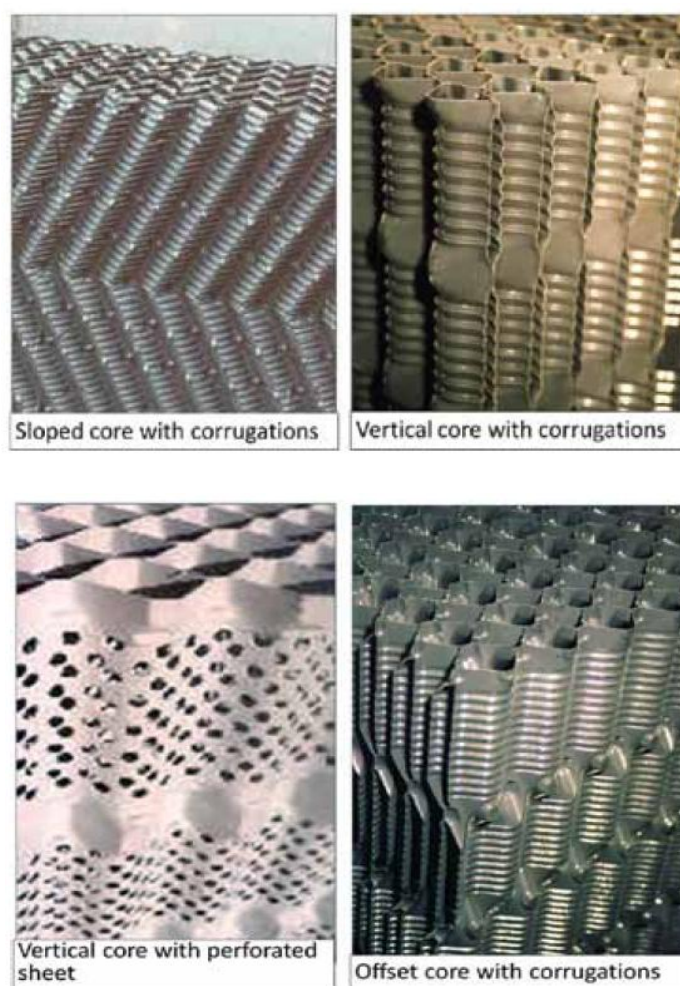


Figura 54. Ejemplos de empaquetamientos con diferentes microestructuras.

La siguiente tabla es un resumen de la resistencia a las incrustaciones y ensuciamiento en función del tipo de empaquetamiento de película.

Flutes	Fouling/Scaling resistance
Sloped	Very Poor
Offset	Poor
Vertical	Good

Surface	Fouling/Scaling resistance
Smooth	Very good for fouling; Good for scaling.
Light corrugation	Moderate to Good
Deep corrugation	Poor to Moderate
Perforation	Good for fouling; Very good for scaling

Tabla 2. Calidad del agua en función del tipo de empaquetamiento de película. [4]

La siguiente tabla muestra las calidades del agua límites en función del tipo de geometría y microestructura del empaquetamiento.

	Cross-flute	Offset flute	Vertical flute microstructure	Vertical flute no microstructure
TSS(ppm)w/high Bio	<100 <25	<200 <50	<500 <200	<2000 <1000
Bio and Scale Control	Good	Good	Good	Poor
Oil and Grease	None	<1	<5	<25
Fibers	None	None	None	None

Tabla 3. Calidad del agua en función del tipo de empaquetamiento de película. [5]

Como resumen, los empaquetamientos de película de superficie corrugada y flute con pendiente tienen baja resistencia al ensuciamiento e incrustaciones, pero la mayor eficiencia térmica. Los empaquetamientos de película de superficie suave y cuerpo vertical son más resistentes y menos eficientes térmicamente.

Los empaquetamientos de malla tienen buen compromiso entre la resistencia (a las incrustaciones y ensuciamiento) y la eficiencia térmica. Los empaquetamientos de salpicadura son idóneos para condiciones de alto ensuciamiento e incrustaciones.

3.7.7.2 Empaquetamiento y calidad del agua:

El agua utilizada en torres industriales contiene sales disueltas, sólidos suspendidos y productos de la actividad biológica, elementos que se depositan en el empaquetamiento, causando su ensuciamiento y formando incrustaciones.

Estas deposiciones no solo influyen negativamente en el performance de la torre, sino que también afectan a la estabilidad e integridad de la estructura del empaquetamiento mediante la corrosión y el sobrepeso que suponen.

Existe un compromiso entre el diseño de la torre y el tratamiento previo del agua. Un pretratamiento agresivo del agua puede no resultar económico, hay que estudiar el sistema de refrigeración como un conjunto, compuesto por la torre de refrigeración, planta de tratamiento de agua y sistema de bombeo.

I. Ensuciamiento:

El ensuciamiento es la combinación de los sólidos suspendidos (concentración y calidad, tipo y tamaño) y la actividad biológica. Las películas biológicas y bacterias de la superficie del empaquetamiento retienen los sólidos suspendidos, formando barro que puede obstruir o bloquear los canales del empaquetamiento. El tipo y tamaño de los sólidos suspendidos influye, por ejemplo, los sólidos arcillosos ensucian más que las arenas.

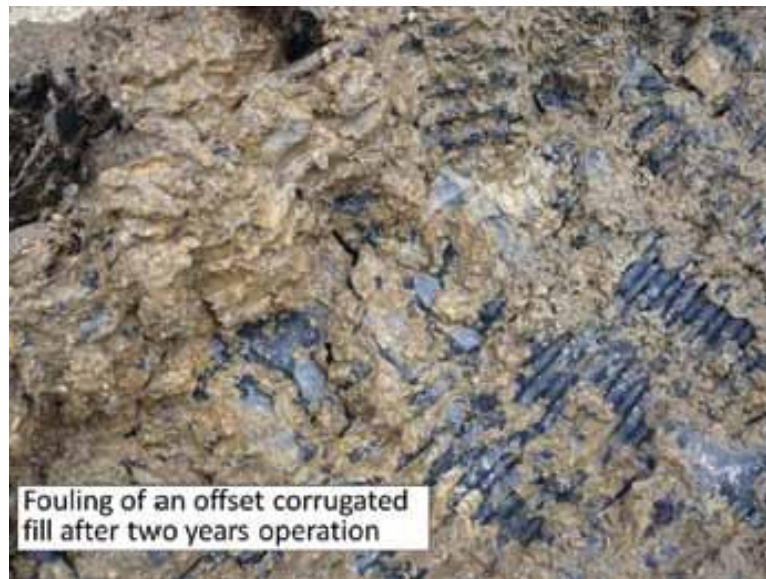


Figura 55. Ensuciamiento del empaquetamiento.

El ensuciamiento es difícil de percibir visualmente, ya que en la parte superior e inferior del empaquetamiento la concentración es menor que en el cuerpo, debido al impacto del agua en la parte superior y la turbulencia del aire en la parte inferior.

II. Incrustaciones:

Las incrustaciones se crean por el proceso químico de cristalización de las sales cuando la concentración de las sales alcanza el punto de saturación (depende de la concentración de sales, pH, temperatura y contenido en CO₂). Generalmente, es relativo al carbonato cálcico del agua de circulación, parámetro fácilmente pretratable, aunque en torres que utilizan agua de mar también es muy importante el sulfato cálcico.

Un tratamiento de agua adecuado, principalmente inyecciones de ácido (sulfúrico o clorhídrico en caso de agua de mar), permite la completa eliminación de estos compuestos, aunque una de las claves a la hora de tratar las incrustaciones es la purga, la única forma de evitar la cristalización de los sulfatos cálcicos. Compañías de tratamiento de agua proponen añadir dispersantes al agua para mantener los cristales suspendidos en el agua y aumentar la facilidad para removerlos del circuito con la purga, pero aumenta el riesgo de ensuciamiento.

Tanto las incrustaciones como el ensuciamiento, dependen, además del propio diseño del empaquetamiento, de las condiciones de diseño, operación y mantenimiento.

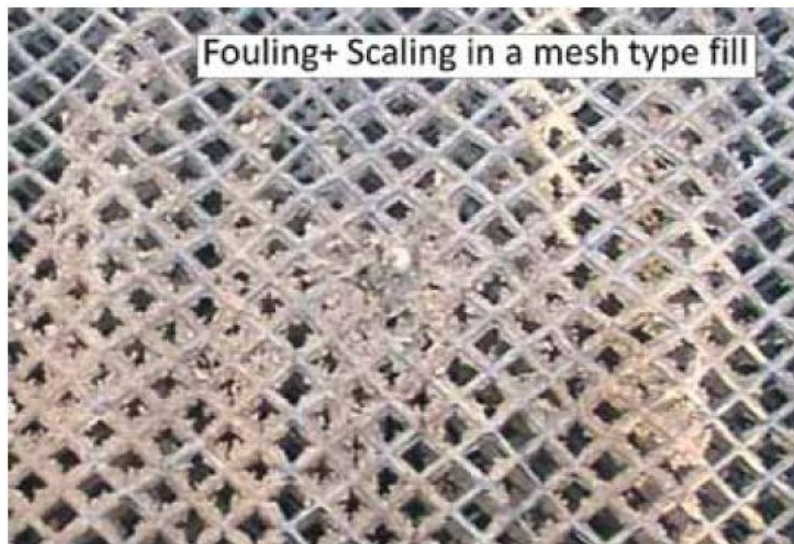


Figura 56. Ensuciamiento e incrustaciones en el empaquetamiento.

3.7.7.3 Tests y control de calidad del agua:

I. Tests:

Los tests on line consisten en medir el peso inicial del empaquetamiento y el agua, después el peso en operación, y la diferencia se atribuye al ensuciamiento e incrustaciones. Otro tipo de test consiste en separar una pieza del empaquetamiento, pudiendo ver la distribución del ensuciamiento e incrustaciones.

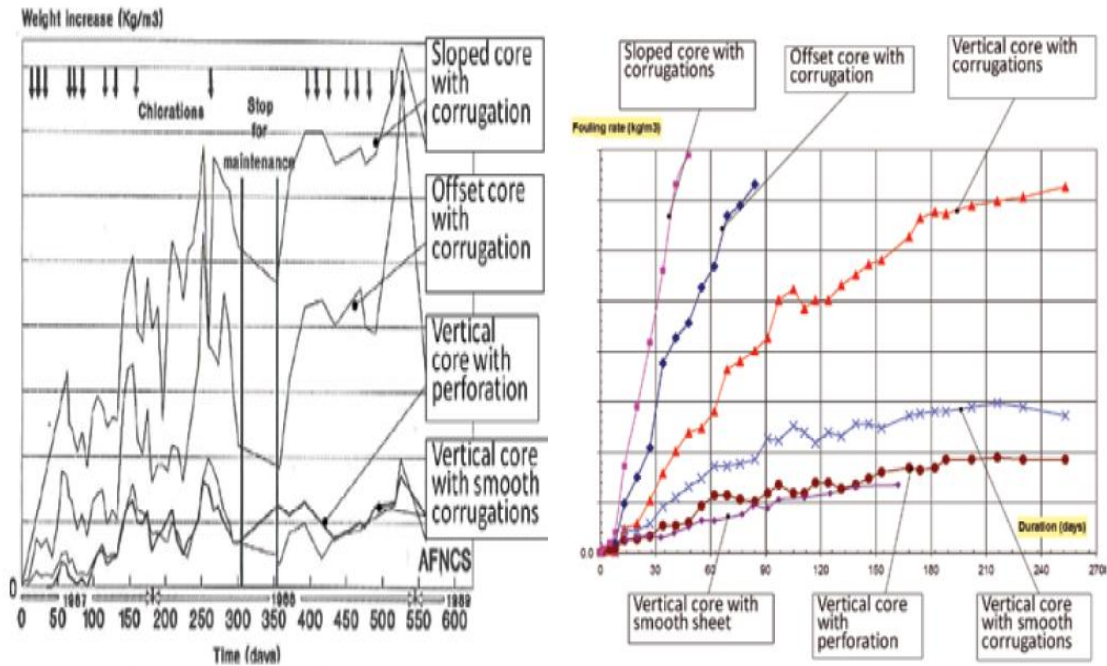


Figura 57. Evolución del peso total del empaquetamiento.

II. Tratamientos:

Como el ensuciamiento y las incrustaciones dependen de los sólidos suspendidos y la actividad biológica, ambos deben ser controlados. Se utilizan métodos como filtraciones para remover los sólidos suspendidos, cloración para reducir la actividad biológica etc.

i. Incrustaciones:

Para controlar las incrustaciones por carbonato cálcico se utilizan medidas de parámetros químicos del agua y se calculan índices de precipitación (Langelier y Ryznar) para controlar tratamientos, como inyecciones de ácido, inhibidores, descarbonatación etc. Para controlar las incrustaciones por sulfato cálcico se ajustan los ciclos de concentración.

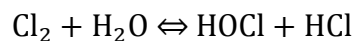
ii. Ensuciamiento:

Para controlar el ensuciamiento se utilizan tratamientos microbiológicos. Las bacterias crecen en el empaquetamiento y tubos del condensador, los hongos sobre la madera y las algas en los elementos expuestos a la luz del sol. Las bacterias se dividen en tres categorías; aeróbicas, si utilizan oxígeno en su metabolismo; anaeróbicas, si usan otras fuentes distintas al oxígeno en su metabolismo, por ejemplo, sulfatos; y facultativas, pueden vivir con o sin oxígeno.

Uno de los principales problemas de las bacterias es que, una vez establecidas, segregan polisacáridos, que recolectan sales del agua, aumentando el espesor y reduciendo la transferencia de calor. Aunque en principio sean aeróbicas, su secreción permite el crecimiento de bacterias anaeróbicas. El ensuciamiento es crítico para componentes de metal, donde los microbios anaeróbicos generan ácidos y otros componentes que atacan directamente el metal.

Los depósitos de microbios también generan células de concentración de oxígeno, que acaban resultando en picaduras en el metal.

El cuerpo de todos los tratamientos microbiológicos es alimentar con biocidas para matar los organismos antes de que se establezcan. El cloro ha sido el agente más utilizado durante muchos años, creándose la siguiente reacción al añadirse al agua:



El ácido hipocloroso (HOCl) es el agente que destruye los organismos, pero su efectividad es afectada por el pH por su equilibrio en el agua.

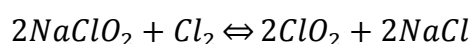


El OCl⁻ es un biocida más débil por su carga negativa, que le impide penetrar en las paredes de las células. A partir de un pH de 7,5, el poder de destrucción del cloro disminuye (el poder de destrucción del cloro disminuye a medida que el pH aumenta). Además, el amoníaco y las aminas reaccionan de manera irreversible con el cloro, disminuyendo su efecto.

Cuando el agua no contiene hidróxido sódico, la lejía (NaOCl) reemplaza al cloro por motivos de seguridad.

Otra alternativa son los bromuros, una inyección de cloro y una sal de bromo (bromuro de sodio) reacciona en HOBr (ácido hipobromoso), que tiene un poder de destrucción parecido al HOCl, pero es más eficiente a pH alcalinos porque no se disocia. El tratamiento con bromuros no reacciona con amidas ni amoníaco de manera irreversible, pero tiene la desventaja de usar mayor cantidad de químicos y la complejidad.

Otra opción es el dióxido de cloro (ClO₂), que no se ve afectado por la variación del pH y no forma componentes orgánicos halogenados. El principal problema del dióxido de cloro es su inestabilidad, debe ser generado in situ por la reacción de clorito de sodio y sodio, aumentando el coste.



Otros oxidantes testeados son el peróxido de hidrógeno y el ozono, pero su tiempo de vida y la tendencia a escapar de la disolución lo hacen inefectivo.

Para ayudar a controlar los microbios se alimentan biocidas no oxidantes (ver tabla 4) temporalmente (generalmente, 1 vez a la semana).

El tratamiento debe ser aprobado por una agencia de regulación de acuerdo al National Pollutant Discharge Elimination System (NPDES) guidelines.

TABLE 2 SOME POPULAR NON-OXIDIZING BIOCIDES		
Chemical	Advantages	Disadvantages
2,2,-dibromo-3-nitilopro-pionamide (DBNPA)	Fast acting, effective against bacteria, degrades quickly to non-hazardous byproducts.	Expensive, degrades quickly above pH 9, not very effective against fungi and algae.
Glutaraldehyde	Effective at high pH, effective against bacteria.	Degraded by oxidizing biocides.
Isothiazoline	Effective against bacteria and fungi. Works well with oxidizing biocides. Active over a wide pH range.	Skin sensitizer.
Quaternary amines	Effective against all organisms depending upon functional groups attached. Active over a wide pH range	Can cause foaming. Careful handling required.

Tabla 4. Biocidas no oxidantes. [6]

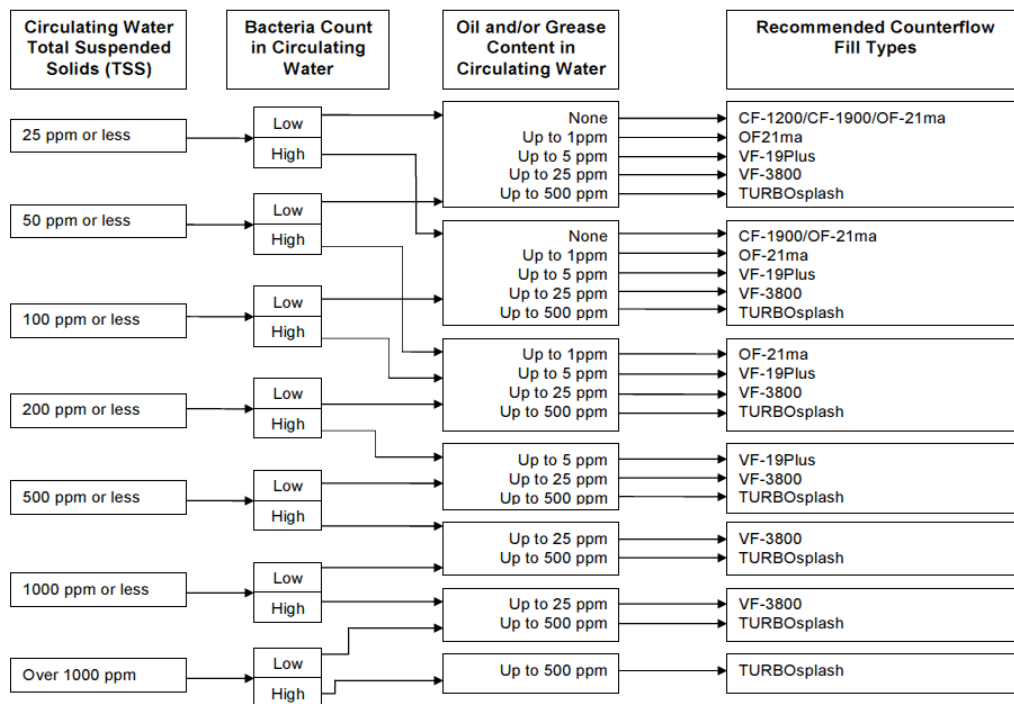


A continuación, a modo de ejemplo, 2 guías para la selección del empaquetamiento en función de la calidad del agua de dos fabricantes de torres (Brentwood y SPIG).

The following guidelines provide general recommendations only, and is based on Brentwood's experience over many years of field use. Since it's impossible to predict all possible circulating water conditions, we strongly recommend you contact Brentwood Industries to discuss your particular water quality situation before making a final fill selection.



Fill Selection Flow Chart for ACCU-PAC Counterflow Fills



Notes on Chart usage:

Enter chart from left, knowing the maximum expected total suspended solids content of the circulating water. Move right to bacteria count column. **'Low'** implies good microbiological control (oxidizing biocide supplied continuously with bactericidal residuals maintained) with total aerobic bacteria (TAB) maximum plate counts **not exceeding 100,000 cfu/ml** with minimal slime formation on heat transfer surfaces. **'High'** implies little or no microbiological control or control subject to severe disruption, with **average TAB plate counts consistently over 100,000 cfu/ml**. Other potential fouling risk factors must be considered also, such as water-borne cross-contamination with process fluids containing ammonia compounds, sugars or other nutrients. Other airborne contaminants should be considered also, such as fine dust, dirt & debris. **Circulating water must be free of fibers for any fill except TURBOsplash.** For additional help on specific projects please contact Brentwood's Sales Department.

Brentwood Industries

waterquality & fill selection flow chart.doc

4/28/06

ACCU-PAC[®]

SURFACE MEDIA

Fill Selection Guidelines

The following guidelines will help guide the choice of which fill to use as a function of total suspended solids, biological control, oil & grease content and whether waterborne fibers are present. For specific projects please contact Brentwood's cooling tower sales department for recommendations.

- **Use CF1200 when:**
 - TSS is less than 25 PPM with good microbiological control (less than 1 PPM where microbiological control is poor)
 - Make-up from potable or filtered water sources
 - Water treatment using oxidizing biocides & scale inhibitors
 - Low cycles of concentration
 - Minimal airborne dust
 - No potential for oil or grease contamination
- **Use CF1900 when:**
 - TSS is less than 100 PPM with good microbiological control (less than 25 PPM where microbiological control is poor)
 - Make-up from uncontaminated sources
 - Water treatment using oxidizing biocides & scale inhibitors
 - Low cycles of concentration
 - Minimal airborne dust
 - No potential for oil or grease contamination
- **Use OF21ma when:**
 - TSS is less than 200 PPM with good microbiological control (less than 50 PPM where microbiological control is poor)
 - Make-up from uncontaminated sources
 - Good scale control
 - Low cycles of concentration
 - Minimal airborne dust
- **Minimal oils or grease (no more than 1 ppm)**
- **Use VF19Plus or AFVF19 when:**
 - TSS is less than 500 ppm with good microbiological control (less than 200 ppm if oil or grease, or where microbiological control is poor)
 - Make-up from surface waters
 - Good scale control
 - Oils or grease in system up to 5 ppm
- **Use HPT25 when:**
 - TSS is less than 1000 ppm with good microbiological control (500 ppm limit if oil or grease or where microbiological control is poor)
 - Make-up from surface waters
 - Poor biological or scale control
 - Oils or grease up to 50 ppm
- **Use VF3800 when:**
 - TSS greater than 500 ppm and no upper limit with good microbiological control (1000 ppm limit if oil or grease or no biological control)
 - Make-up from surface waters
 - Poor biological or scale control
 - Oils or grease up to 25 ppm
- **Use TURBOsplash PAC when:**
 - TSS is greater than 500 ppm (no upper limit)
 - Make-up from surface waters
 - Little or no biological or scale control
 - Oils or grease up to 500 ppm
 - Fibers in process water



Brentwood Industries, Inc., P.O. Box 605, 610 Morgantown Road, Reading PA 19603, USA Tel: +1 610 236 1100, Fax: +1 610 236 1199 email: ctsales@brentw.com
Brentwood Asia, Ltd., A3 Floor., 202 Rajchadapisek Road, Huaykwang, Bangkok 10310, Thailand, Tel: 662 694 1060 2, Fax: 662 694 1063, email: asiasales@brentw.com
Brentwood Europe s.r.o., Plzenska 610, 338 05 Myto, Czech Republic, Tel: +420 371 595 795, Fax: +420 371 580 795, email: europesales@brentw.com



ACCU-PAC[®]

SURFACE MEDIA

Fill Selection Guidelines

Summary Table

	CF1200	CF1900	OF21ma	VF19Plus or AFVF19	HTP25	VF3800	TURBO- Splash
Allowed TSS w/good microbial control (ppm):	<25	<100	<200	<500	<1000	No Limit	No Limit
Allowed TSS w/poor microbial control (ppm):	<1	<25	<50	<200	<500	<1000	No Limit
Allowed oil & grease concentration (ppm)	None	None	<1	<5	<50	<25	<500
Allowed fibers in Water	None	None	None	None	None	None	Some

'Good' biological control means oxidizing biocide supplied continuously with bactericidal residuals maintained, with total aerobic bacteria (TAB) maximum plate counts **not exceeding 100,000 cfu/ml** with minimal slime formation on heat transfer surfaces. 'Poor' microbiological control implies little or no microbiological control or control subject to severe disruption, with **average TAB plate counts consistently over 100,000 cfu/ml**. Other potential fouling risk factors must be considered also, such as water-borne cross-contamination with process fluids containing ammonia compounds, sugars or other nutrients. Other airborne contaminants should be considered also, such as fine dust, dirt & debris. **Circulating water must be free of fibers for any fill except TURBOsplash.** For additional help on specific projects please contact Brentwood's Sales Department.



Brentwood Industries, Inc., P.O. Box 605, 610 Morgantown Road, Reading PA 19603, USA Tel: +1 610 236 1100, Fax: +1 610 236 1199 email: ctsales@brentw.com
Brentwood Asia, Ltd., A3 Floor., 202 Rajchadapisek Road, Huaykwang, Bangkok 10310, Thailand, Tel: 662 694 1060 2, Fax: 662 694 1063, email: asiasales@brentw.com
Brentwood Europe s.r.o., Plzenska 610, 338 05 Myto, Czech Republic, Tel: +420 371 595 795, Fax: +420 371 580 795, email: europesales@brentw.com



GENERAL WATER QUALITY GUIDELINES FOR COOLING TOWER CIRCULATING WATER

Rev 2 20/07/12

In order to guarantee a high performance of the Cooling Tower and to avoid any potentially health threatening bacteria (Legionella) it is strongly recommended to consult a specialized Company in order to select the most suitable water treatment.

Fill selection criteria – TSS (Total Suspended Solids)

	Low Bacterial Activity [ppm] continuous / peak	High Bacterial Activity [ppm] continuous / peak
X20	80/120	25/75
Y20	130/200	50/150
LC25	150/200	150/200
LC40	180/250	180/250
STAR	300/450	150/300
HP600/Vbars	Not specific limit	Not specific limit

Water Treatment Chemicals

Chlorine – most common biocide; can attack wood and fiberglass. For a wood or FRP tower, intermittent treatment is preferred; to maximum 1 ppm free residual chlorine. If continuous chlorinating is used, it shall reach maximum 0.4 ppm of free residual chlorine. Sodium hydroxide (caustic) shall be dosed continuously to max 50 ppm at 50°C

Many proprietary chemicals exist for control of scale, corrosion, and biological growth and should be used prudently. Also, combinations of chemicals may cause reactions which reduce treatment effectiveness, and certain chemicals such as surfactants, bio dispersants and antifoam or treated sewage effluent may increase drift rate. To minimise drift the circulating water shall have a surface tension of at least 65 dynes/cm and a total organic carbon (TOC) level below 50 ppm.

High Temperature

Standard industrial tower design assumes 50 °C hot water, including upsets. Most film mills are rated for at least 55 °C continuous duty. Higher temperatures may require design or material changes. Many thermoplastic components, galvanising, and plywood may be affected.

pH

Generally acceptable between 6.5 and 9.0 (down to 5.0 is acceptable if no galvanised steel is present) Low pH attacks galvanised steel, concrete and cement products, fibreglass-reinforced polyester (FRP), and aluminium. High pH attacks wood, FRP, and aluminium.

Chlorides*

Maximum 450 ppm Cl for Galvanised Steel

Maximum 900 ppm Cl for 300 Series Stainless Steel

Maximum 2000 ppm Cl for 316 Stainless Steel

Duplex or Silicon Bronze is the preferred hardware material above 4000 ppm as NaCl

Calcium

In general, calcium (as CaCO₃) below 800 ppm should not result in calcium sulphate scale. In arid climates, the critical level may be much lower. For calcium carbonate scaling tendencies, calculate the Langelier Saturation Index or the

SPIG S.p.A.

P. IVA 01745560035

Piazza San Graziano, 31 28041 Arona (NO) – Italy – Tel: 39.0322.245401 Fax: 39.0322.245499

www.spig-int.com – info@spig-int.com

ALL THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DOCUMENT ARE STRICTLY CONFIDENTIAL. ALL RIGHTS RESERVED. NO PART OF THIS DOCUMENT MAY BE REPRODUCED IN ANY FORM.



Ryznar Stability Index. Calcium carbonate scale can usually be dissolved with acid treatment, while calcium sulphate scale cannot be removed.

Sulphates

To prevent attack on concrete made with Type I cement, the recommended maximum is 1200 ppm expressed as CaCO_3 . If calcium exceeds 800 ppm, sulphates should be limited to 800 ppm (or less in arid climates) in order to prevent scale. Otherwise, sulphate level up to 5000 ppm is acceptable.

Silica

Generally, limit silica to 150 ppm as SiO_2 to prevent silica scale.

Iron

Limit to 2 or 3 ppm. Iron will form a red film/stain on tower surfaces and can contribute to scale/deposition problems. Can accelerate deterioration of wood.

Manganese

Limit to 0.1 ppm.

Total Dissolved Solids (TDS)

Over 5000 ppm can adversely affect thermal performance and be detrimental to wood in alternately wet/dry areas such as the fan deck and louver face.

Total Suspended Solids (TSS)

Avoid film fill if solids are fibrous, greasy, fatty, or tarry. For splash fill, limit TSS to 150 ppm if solids are abrasive.

Oil and Grease

Should be avoided in standard cross-corrugated film fill (contributes to fill plugging) and max 5 ppm with low clog fill. Over 10 ppm in splash fill will cause thermal performance loss (affects evaporation rate and wetting-out characteristics).

Nutrients

Nitrates, ammonia, oils, fats, glycol, alcohol, sugars, phosphates, and black liquor (pulp mills) can promote growth of algae and slime which can cause tower problems, especially in film fills.

Ammonia

Limit to 50 ppm if copper alloys are present and 25 ppm for film fills.

Organic Solvents

These can attack plastics and should be avoided.

Sulphides

Corrosive to certain metals such as copper alloys and galvanised metal. Sulphides and chemicals used for sulphide removal can attack wood. Sulphides also encourage growth of certain bacteria which can cause fouling in film fill. Limit sulphides to less than 0.5 ppm (as H_2S) for cross-corrugated film fill, and 1.5 ppm for low-clog film fill.

Langelier Saturation Index

Ideally maintain between 0 and + 1.0 (slightly scaling range). Negative LSI indicates corrosion tendencies, positive indicates CaCO_3 scaling tendencies.

Standard Bacteria Plate Count (SPC)

SPC is a good measure of biological activity and film-fill fouling potential (in combination with TSS). An SPC of 10.000 CFU/ml (Colony-Forming Units per millilitre) or less is an indication that a standard cross-corrugated fill should be relatively free from bio fouling. Clog-resistant film fills and splash fills are available for more biologically active water.

Biological Oxygen Demand (BOD)

Circulating water with a BOD of over 25 ppm should not be used with standard cross-corrugated film fill.

SPIG S.p.A.

P. IVA 01745560035

Piazza San Graziano, 31 28041 Arona (NO) – Italy – Tel: 39.0322.245401 Fax: 39.0322.245499

www.spig-int.com – info@spig-int.com

ALL THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DOCUMENT ARE STRICTLY CONFIDENTIAL. ALL RIGHTS RESERVED. NO PART OF THIS DOCUMENT MAY BE REPRODUCED IN ANY FORM.

3.7.8 Eliminador de pérdidas de arrastre:

Las pequeñas gotas que contiene el aire a la salida de la torre se denominan arrastre, niebla o drif. Estas gotas contienen químicos y otros contaminantes del ambiente, por lo que se necesitan eliminadores. Los eliminadores cambian bruscamente la dirección del aire, golpeando las gotas contra las paredes del eliminador y volviendo de nuevo a la torre.

Los eliminadores han evolucionado desde sistemas de madera de un único paso a multipaso, formas sinusoidales, honeycomb y finalmente células de hojas de PVC. Una tendencia actual es la integración de los eliminadores del arrastre en el empaquetamiento, como podemos observar en la figura 59.

Los eliminadores están expuestos a un nivel de corrosión similar al empaquetamiento. Los materiales utilizados para el empaquetamiento han sido utilizados también para el eliminador, siendo las maderas tratadas y plásticos (PVC generalmente) los más utilizados.



Figura 58. Eliminador del arrastre.



Figura 59. Eliminador del arrastre integrado en el empaquetamiento.

El funcionamiento de este elemento viene definido por dos parámetros, la eficiencia en la recolección de gotas del aire de salida y la caída de presión estática del aire.

3.7.9 Cubierta:

La cubierta mantiene el agua dentro de la torre, provee de plenum al aire de la torre y transmite las cargas del viento al marco de la torre. Debe ser estructuralmente resistente, impermeable, resistente a la corrosión y resistente al fuego.

Para torres field-erected, se utiliza poliéster reforzado con fibras en paneles corrugados superpuestos y sellados para prevenir fugas. Para torres ensambladas en fábrica, se utilizan paneles de acero galvanizado.



Figura 60. Cubierta.

3.7.10 Persianas:

Generalmente, las torres de flujo cruzado tienen persianas de entrada, mientras que las torres en contraflujo solo ocasionalmente. Los propósitos de las persianas son contener el agua de circulación dentro de la torre, dirigir el aire y retener el agua que entra con el aire a la torre. Deben soportar la carga del hielo y contribuir al buen funcionamiento en condiciones de hielo, reteniendo el agua que contiene el aire de entrada.

Para torres erguidas en campo, los materiales más utilizados son poliéster reforzado con fibras corrugadas (retardantes del fuego) y madera douglas tratada (douglas fir plywood), mientras que para torres ensambladas en fábrica, se utiliza acero galvanizado. Aunque los diseños son varios, se tiende hacia una integración de las persianas en los empaquetamientos de película, como podemos observar en la figura 63.



Figura 61. Cara de entrada de aire en una torre de flujo cruzado.



Figura 62. Entrada de aire con persianas.

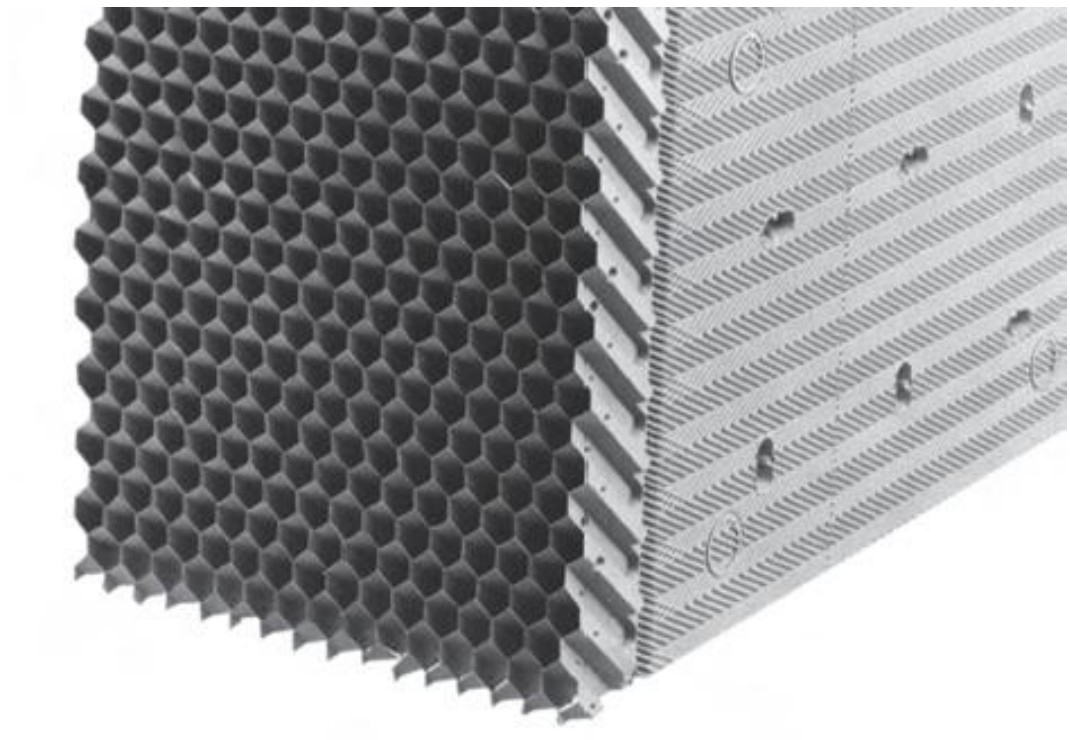


Figura 63. Persianas integradas en las hojas del empaquetamiento de película.

3.7.11 Acceso:

Escaleras y pasamanos se utilizan para el acceso a torres, en especial, para torres fabricadas en campo. Para el acceso interno al empaquetamiento, se instalan puertas y escaleras de acero galvanizado por inmersión en caliente en cada celda.



Figura 64. Escaleras de acceso.

3.8 COMPONENTES MECÁNICOS.

3.8.1 Ventiladores:

Deben estar diseñados para mover grandes cantidades de aire eficientemente, con la mínima vibración y resistiendo los efectos corrosivos.

I. Ventilador helicoidal o propeller:

Para torres inducidas, se utilizan ventiladores de tipo helicoidal o propeller, que consiguen mover gran cantidad de aire con pérdidas estáticas de presión bajas, coste medio, gran rango de tamaños y alta eficiencia.

Las nuevas generaciones de propeller son ligeros para disminuir las pérdidas de energía y con pocas hojas de gran ancho, para reducir el arrastre o la resistencia.

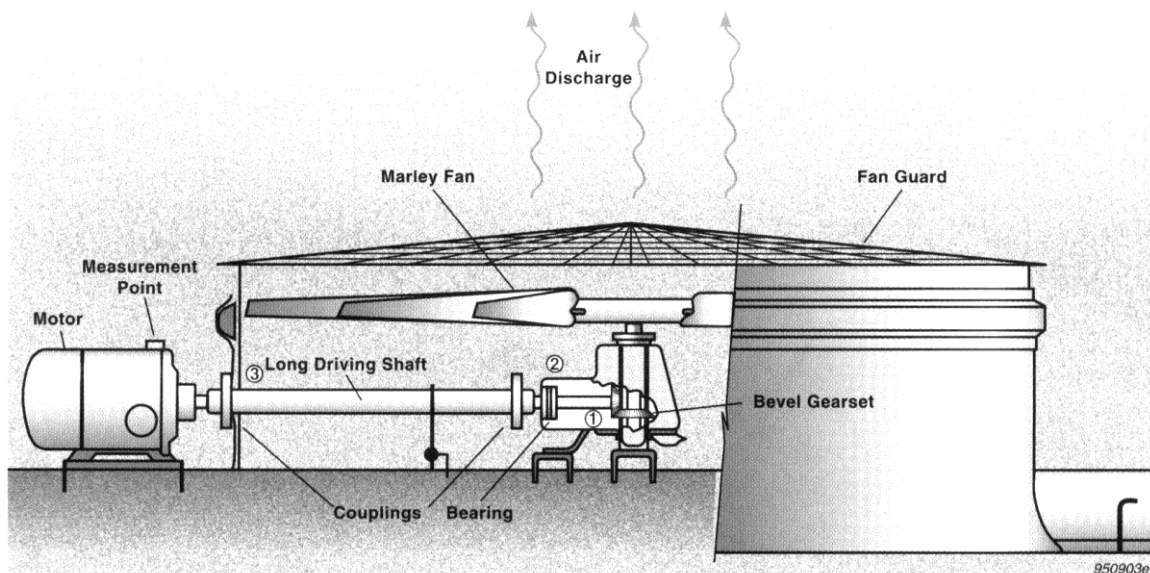


Figura 65. Esquema de un ventilador propeller y componentes.

Para conseguir una distribución uniforme del aire, es necesario un diseño eficiente del sistema de distribución de aire (ventilador, cilindro del ventilador, empaquetamiento, eliminador del arrastre y estructura), para este propósito, las hojas del ventilador se diseñan cónicas o afiladas con cierto grado de retorcido.

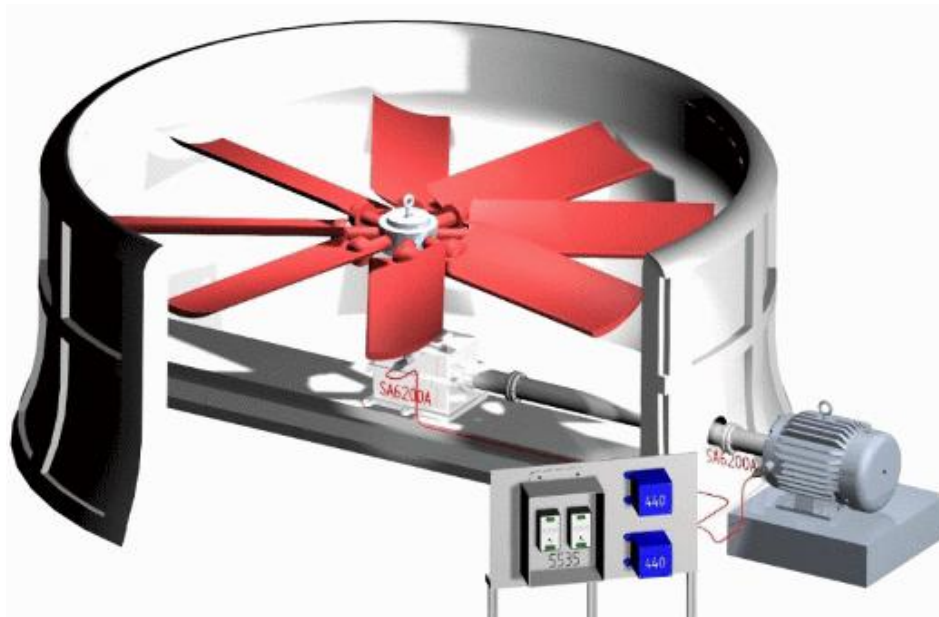


Figura 66. Ventilador propeller

Aleaciones de aluminio fundido han sido y son ampliamente usadas para las hojas por su bajo coste, buenas características de vibración y buena resistencia a la corrosión, aunque actualmente también se utilizan hojas ligeras de plásticos reforzados con fibra de vidrio colados en moldes de precisión, con los que se obtiene gran resistencia a la corrosión. El eje o centro de actividad debe ser compatible con las hojas, tanto en carga como en materiales, generalmente son de acero galvanizado soldado, acero gris dúctil fundido o aluminio forjado.



Figura 67. Ventilador propeller

Los ventiladores pueden incluir un controlador neumático en el eje de actividad, que controla el paso de las hojas para conseguir variar el flujo de aire, pudiendo reducir la energía y controlar la formación de hielo. Una camisa espaciadora de metal no corrosivo debe ser incluida para prevenir que el ventilador caiga sobre la caja reductora en caso de fallo del cojinete.

II. Ventilador centrífugo:

Para configuraciones forzadas se utilizan ventiladores centrífugos, generalmente, de doble entrada. Estos ventiladores son comúnmente usados en instalaciones indoor, pero su baja capacidad para manejar grandes volúmenes de aire y el aumento de potencia consumida limitan su uso. Están fabricados con hojas de metal con protección de galvanizado en caliente.



Figura 68. Ventilador centrífugo.

3.8.2 Reductores de velocidad:

Se conectan entre el motor y el ventilador, consiguen la reducción de velocidad mediante una caja diferencial positiva o por un sistema de poleas conectadas por correas trapezoidales (V-belt driver).

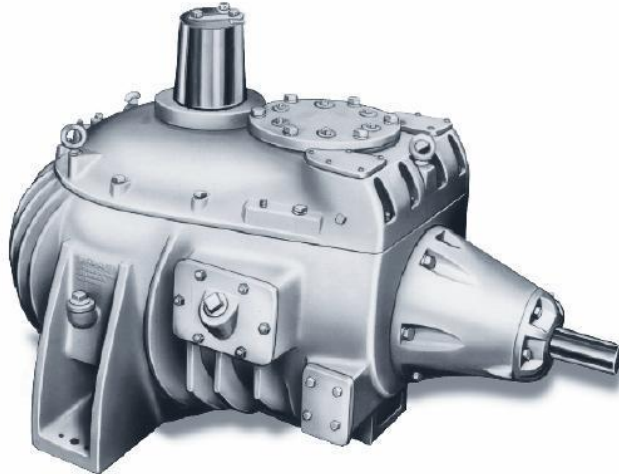


Figura 69. Caja reductora.

Las cajas reductoras se utilizan desde 5hp hasta potencias altas, mientras que las correas para sistemas de menos de 50hp. Generalmente, la caja reductora es cónica helicoidal con una o dos reducciones y atornillada a un plato de acero inoxidable. Se define acorde a American Gear Manufacturer's Association (AGMA), usando un factor de servicio mayor de 2 y acorde a la norma CTI STD-111.

Los sistemas de correas trapezoidales se utilizan para pequeñas torres ensambladas en fábrica.



Figura 70. V-belt driver.

3.8.3 Eje conductor:

Transmite la potencia desde la salida del eje del motor hasta la entrada del eje de la caja reductora. Al funcionar dentro de la torre, debe tener gran resistencia a la corrosión y debe poder soportar grandes esfuerzos de torsión sin desalinearse o desbalancearse.

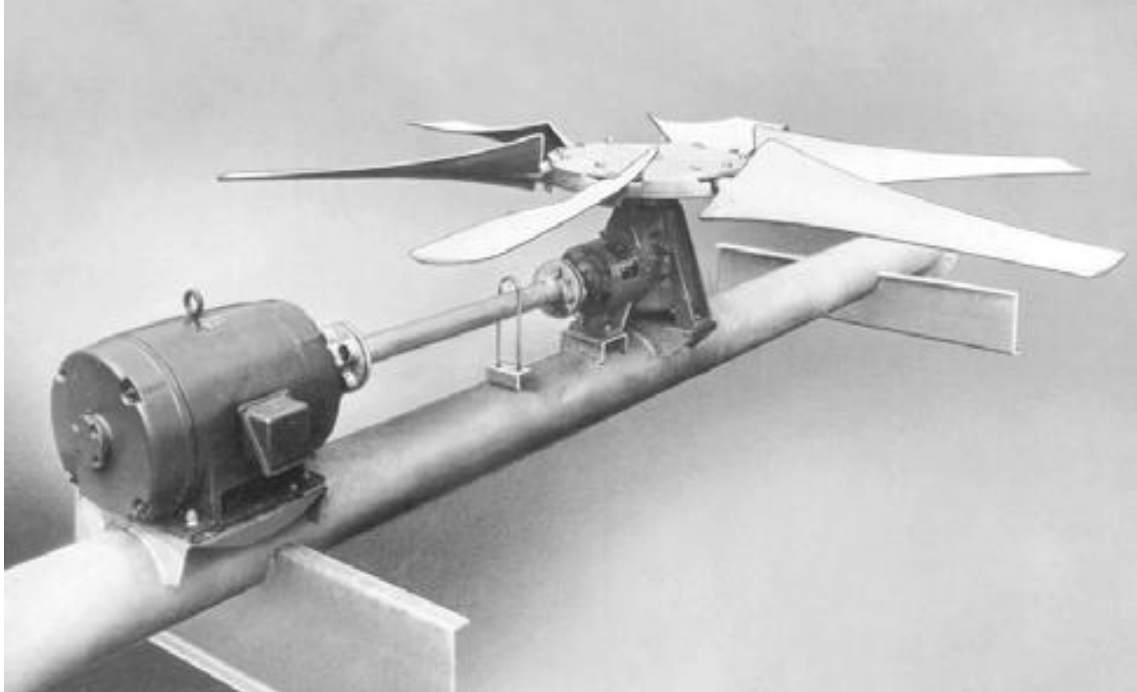


Figura 71. Eje conductor.

Es un eje flotante de acero inoxidable con acoplamientos flexibles no lubricados en cada extremo, cada acoplamiento provisto con un protector de acero.

3.8.4 Válvulas:

Se usan para regular y controlar el flujo de agua de la torre. Los tipos utilizados son válvulas de parada (compuerta o mariposa), válvulas de control y reguladores del make-up.



Figura 72. Válvula de control.

3.8.5 Bombas:

Hay dos conjuntos de bombas en una torre de refrigeración; las bombas de agua circulación, que bombean el agua desde el depósito de agua fría hasta el sistema de distribución de agua caliente, pasando por diversos elementos como el condensador; y las bombas para el make-up, que suministran el agua de reposición si la presión de esta no es suficiente.

Los tipos de bombas utilizados generalmente son:

- i. Bombas de aspiración axial hasta 10 Hp.



Figura 73. Bomba de aspiración axial.

- ii. Bombas horizontales de carcasa dividida por encima de 10 Hp.



Figura 74. Bomba horizontal de carcasa dividida.

- iii. Cuando la altura neta vertical es alta, por ejemplo, en depósitos de torres altas levantadas en campo, se utilizan bombas verticales tipo turbina.



Figura 75. Bomba vertical de tipo turbina.

Las tuberías deben estar dimensionadas para no comprometer la presión de la bomba. Si subdimensionamos las tuberías, el agua atraviesa las tuberías a alta velocidad, acelerando el proceso corrosivo y aumentando el nivel de ruido. Si sobredimensionamos el sistema de tuberías, se reduce la velocidad, pudiendo aparecer acumulaciones de sedimentos o sólidos suspendidos que obstruyen la tubería.

3.9 COMPONENTES ELÉCTRICOS.

3.9.1 Motor:

Los ventiladores y bombas de la torre utilizan motores eléctricos. La alta humedad de la torre y el contacto con el agua, nieve, niebla, polvo y humos químicos, hacen necesario motores que puedan operar en condiciones severas.

El motor del ventilador debe estar basado en NEMA standard (National Electrical Manufacturers Association), totalmente cerrado (TEFC Totally enclosed fan cooled), aislamiento clase F y acorde al nivel corrosivo. Debe estar montado en una base de acero inoxidable con un atornillado de seguridad a la plataforma del ventilador. El motor debe tener el certificado UL listed.

Los motores de jaula de ardilla trifásicos de inducción comienzan a asentarse como el estándar en torres de refrigeración, ya que al no contener excitadores ni capacitadores requieren menos mantenimiento. Si no es posible disponer de motores trifásicos, se utilizan motores monofásicos de arranque por capacitor, normalmente sin exceder los 75 caballos de potencia.

Generalmente, los motores son de una velocidad por el menor tamaño y coste, pero de utilizar motores de dos velocidades se utilizan con torque variable, comúnmente 1800/900 rpm, éstos se utilizarían para grandes variaciones estacionales o entre día y noche.

Un factor a tener en cuenta en el diseño del motor es el aislamiento. Para el caso de torres de refrigeración, los motores tienen un aislamiento clase F, salvo para torres de baja altura, que se utilizan clase B. Aunque el propio aislamiento tendría que mantener seco el ambiente del motor, se utilizan calentadores que mantienen el motor 5 o 10 °C por encima del exterior si las pérdidas del motor no lo consiguen, así el motor se mantiene seco.

El factor de servicio es un indicativo de la máxima potencia permitida en el motor operando en continuo en función de su potencia nominal (nameplate rating), es decir, un motor con un factor de servicio de 1.15 puede operar hasta un 15% de potencia por encima de su potencia nominal a condiciones de diseño. En los motores clase B se utiliza un factor de servicio de 1 y en clase F 1.15.

Además, el sistema suele contener motores de arranque, high starting torque, para asistir en los cinco puntos clave del arranque del motor principal: bloqueo del motor, mínimo par de aceleración, máximo par de aceleración, par a carga total y par en operación en reverso.

Los motores van acompañados de componentes de control como fusibles, interruptores no fusibles, arrancadores magnéticos o manuales y controladores del cerramiento.

3.10 COMPONENTES AUXILIARES.

Dispositivos para proteger la torre y facilitar su operación, mantenimiento y reparación se añaden en la etapa de diseño o en etapas posteriores para mejorar el diseño.

3.10.1 Línea de alimentación de lubricante y aceite:

Alimenta la caja reductora mediante un canal de alimentación y un dispositivo de medida.

3.10.2 Equipo mecánico de carga:

Se utilizan polipastos de brazo giratorio con muñeca para mover componentes pesados y grúas endwall derrick o endwall davit para introducir componentes desde la parte superior a zonas inferiores.

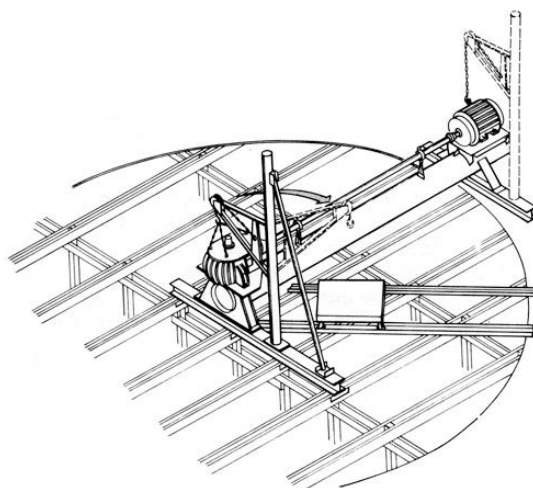


Figura 76. Sistema de brazo giratorio con muñeca



Figura 77. Grúa endwall derrick

3.10.3 Sistema de filtrado:

En algunas aplicaciones se dispone de un filtro en el depósito de agua fría, dimensionado para filtrar alrededor del 5%-10% del caudal de agua de circulación en continuo.

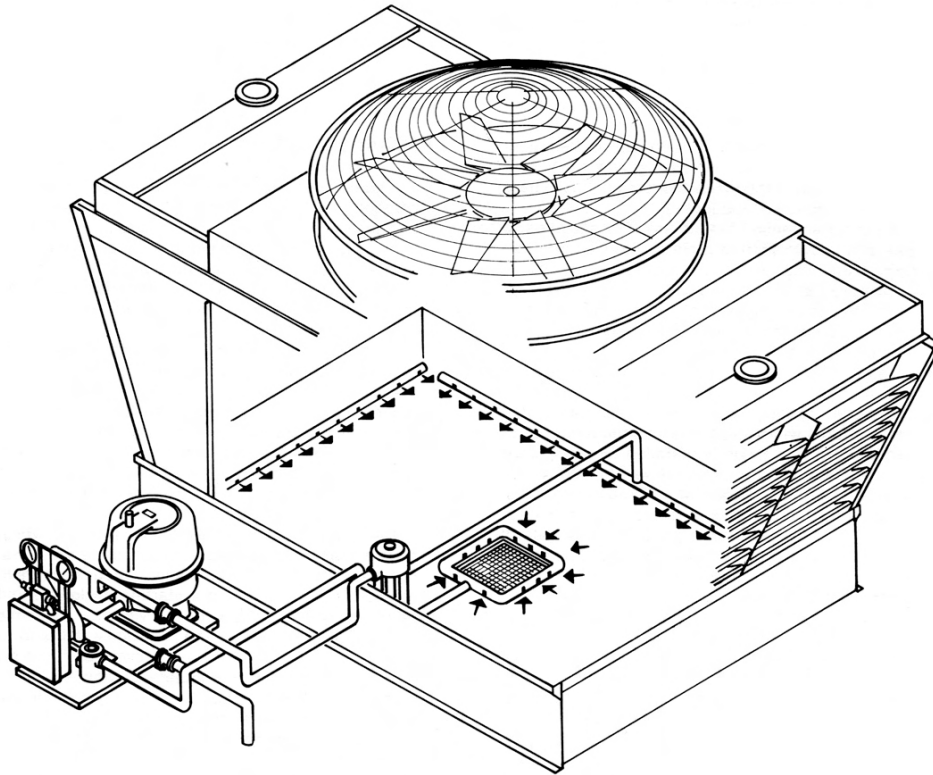


Figura 78. Filtro en el depósito de agua fría.

3.10.4 Pantallas de entrada de aire:

Consisten en mallas de alambres galvanizados, de aperturas en torno a la media pulgada, para evitar la entrada de hojas y escombros.

3.10.5 Cubierta del depósito de distribución:

Son paneles móviles que protegen el agua del depósito (de distribución) de hojas, escombros y de la exposición directa al sol.

3.10.6 Interruptor de vibración límite:

Es un dispositivo sensible a vibraciones que protege la torre de daños producidos por el malfuncionamiento o fallo de equipos mecánicos. Consiste en una pieza que se desliza a una determinada vibración, interrumpiendo la potencia de alimentación del motor del ventilador.

3.10.7 Sistema de protección y control contra incendios:

Aunque las estructuras de hormigón y acero no se incendian, pueden quedar inservibles tras estar expuestas a un incendio. Si sus componentes (empaquetamiento, eliminadores...) son inflamables, debe considerarse el riesgo.

Con el avance en el uso del PVC, y otros materiales ignífugos, en empaquetamiento y eliminadores, se hacen torres sin sistema de protección contra incendios, únicamente con rociadores antiincendios, aunque con estructuras de madera sigue siendo necesario. Dependiendo del riesgo de los incendios y del código local contra incendios, se utilizan sistemas de rociadores o simplemente un sistema de tuberías, bombas o boquillas que succionen del depósito de agua fría.

Los sistemas sprinkler o de rociados se diseñan acorde al boletín 214 de la NFPA (National Fire Protection Association) y normalmente consisten en tuberías, válvulas, boquillas de espray, sensores y fusibles que inundan la torre al detectar el incendio.

3.10.8 Frenos y barreras/topes del ventilador:

Cuando el motor del ventilador está desenergizado, el ventilador tiende a seguir rotando como si fuera un molino, en dirección de flujo directo o inverso en función del flujo natural de aire. En torres donde varios ventiladores actúan en un plenum común, un ventilador inoperativo rota en sentido inverso por el arrastre inducido en el cilindro por los demás ventiladores en funcionamiento.

Un ventilador no debe funcionar en modo “molino” porque disminuye su vida en servicio, el arranque en dirección opuesta tendría un stress mecánico adicional y el devanado del motor estaría sujeto a corriente.

Las barreras permiten al eje rotar en dirección de flujo directo, pero no inverso, y los frenos, no permiten girar al motor por encima de una velocidad y conducen al motor a la hora de energizar de nuevo.

3.10.9 Sistema de prevención de helado del depósito.

Durante periodos de no funcionamiento o de disparo en condiciones ambiente frías, el agua del depósito de agua fría y tuberías puede congelarse. La pérdida de calor durante la no operación de la torre depende de las dimensiones del depósito (superficie de contacto), tipo de depósito, temperatura mantenida en el depósito (el control de temperatura debe mantener la temperatura por encima de 40°F), la temperatura ambiente y la velocidad del viento.

Los siguientes sistemas se utilizan para el control del congelamiento:

I. Sistema de drenaje:

Una válvula automática actuada por la temperatura en el punto de suministro y en la línea de retorno controla el drenaje de las líneas si el agua fría desciende por debajo de 40°F. Se utiliza en torres de refrigeración de pequeño tamaño.

II. Tanque interno:

Consiste en el drenaje continuo del depósito de agua fría a un tanque de almacenamiento, como muestra la siguiente figura:

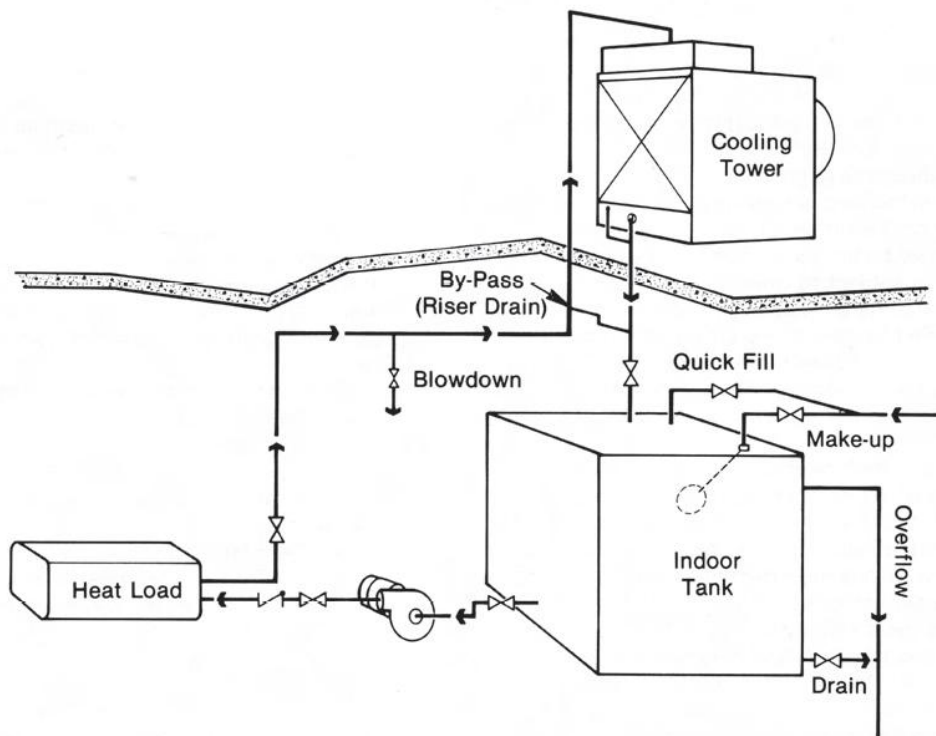


Figura 79. Método de tanque interno.

Una línea de bypass conecta la línea de suministro principal con la línea de retorno justo en el nivel del suelo, para asegurar el drenaje en el disparo de la bomba.

III. Calentadores eléctricos de inmersión:

Son calentadores inmersos en el depósito de agua fría que remplazan la carga térmica. El sistema consiste en calentadores eléctricos de inmersión, termostatos que conectan los calentadores cuando la temperatura es menor de 40°F, interruptores, contactos magnéticos y transformadores de control.

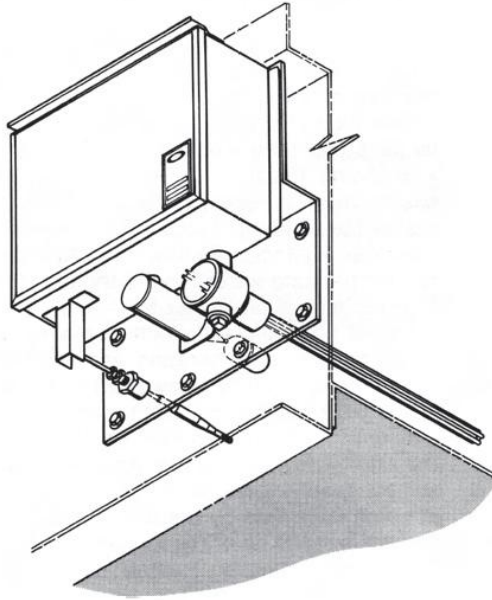


Figura 80. Calentador eléctrico de inmersión.

IV. Inyección de vapor:

Si se dispone de vapor se puede inyectar directamente a través de un muffler o amortiguador.

V. By-pass de circulación:

Se descarga el agua, desde tan lejos de las bombas de succión como sea posible, al depósito, reduciendo las posibilidades de cavitación por fluctuaciones en las bombas de succión. Dos líneas de bypass crean un lazo independiente de las bombas y sistema de distribución, la primera línea desvía el agua de los elevadores al depósito y la segunda línea, situada en la zona caliente, conecta la succión de la torre con el retorno.

Es uno de los mejores métodos por el tamaño y por la protección adicional de las tuberías.

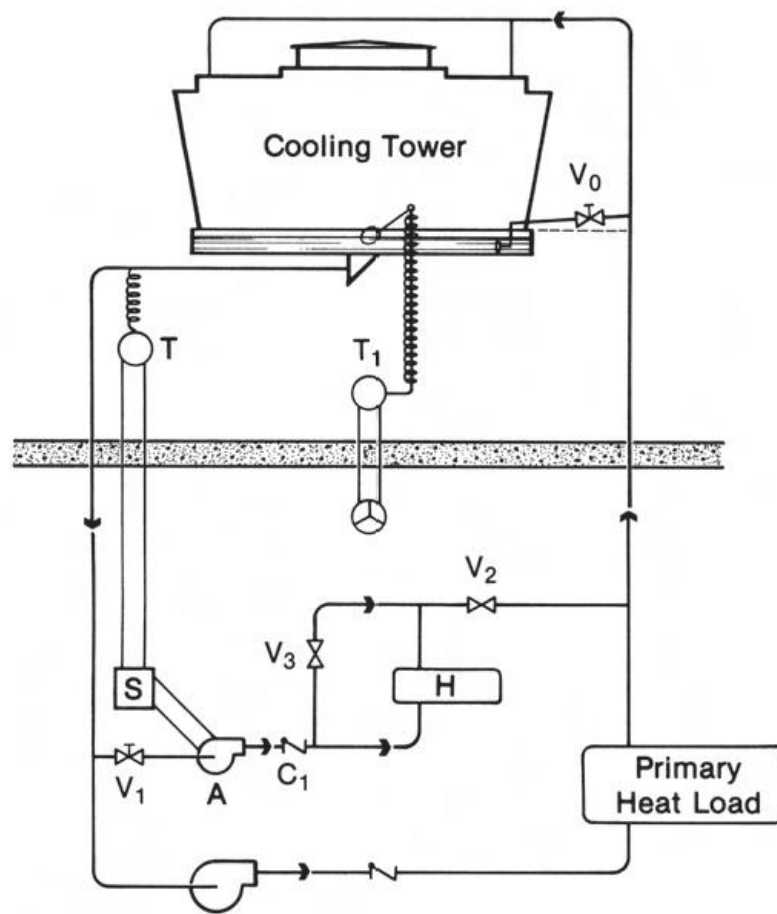


Figura 81. Bypass de circulación.

3.11 INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL

La temperatura de agua fría disminuye cuando la temperatura de bulbo húmedo disminuye o aumenta la carga térmica disipada. Muchos procesos se benefician de esta reducción de la temperatura del agua al aumentar su eficiencia o producto del proceso, pero hay procesos que no pueden actuar por debajo de una temperatura de agua fría y su operación es insegura o dañina. Estos escenarios son una oportunidad para reducir costes energéticos de la torre, pero es necesario mantener la seguridad.

Los sistemas de distribución de agua tipo spray o natural son diseñados para operar de la manera más eficiente en un amplio rango de caudales. Caudales por encima de ese rango producen sobrepresión en el spray y sobreflujo en el depósito de agua caliente, caudales por debajo, producen una distribución inadecuada del agua sobre el empaquetamiento, disminuyendo la transferencia de calor e incrementando la carga de trabajo de los ventiladores.

Por esta razón, el manejo de la energía debe estar limitado al control del aire.

I. Control del ventilador:

Puede ser un sistema on-off, un sistema de 2 o 3 velocidades o un sistema con variador de frecuencia. Además del tipo de sistema de variación de frecuencia, está el propio control que proporciona utilizar torres multicelulares, en las cuales una o varias células pueden no funcionar, y el control por paso variable.

- i. Un sistema on-off funciona bien cuando la torre tiene varias células.
- ii. Un sistema de 2 o 3 velocidades es más flexible que un sistema on-off pero menos flexible que un variador de frecuencia.
- iii. Un sistema de variador de frecuencia permite operar al ventilador a casi cualquier velocidad,.

En las siguientes figuras se puede observar el control de temperatura mediante los ventiladores.

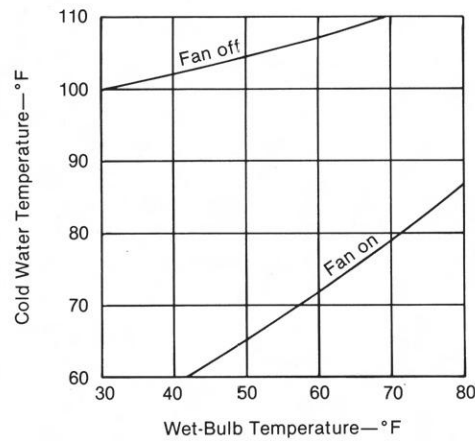


Figura 82. Control del ventilador para una torre de una célula y motor de una velocidad.

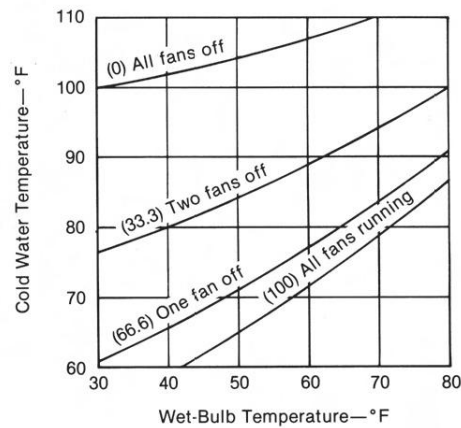


Figura 83. Control del ventilador para una torre de tres células y motores de una velocidad.

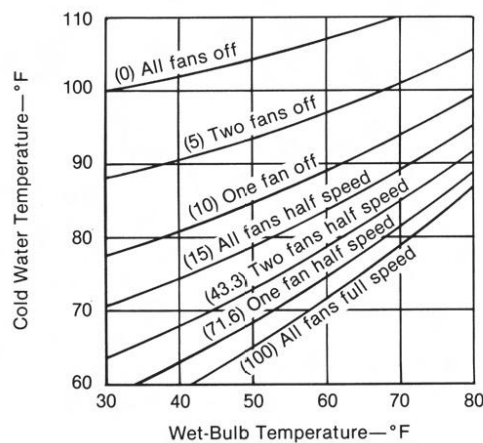


Figura 84. Control del ventilador para una torre de tres células y motores de dos velocidades.



El número entre paréntesis es el porcentaje de la potencia total consumida por los ventiladores.

Otra opción para controlar el flujo de aire es un control del paso (pitch) de las hojas del ventilador. Este tipo de control nos acerca a la situación ideal de controlar totalmente los ventiladores.

II. Control del Bypass:

Otro elemento principal del sistema de control es el control del bypass de la torre, que sirve para desviar el agua del sistema de distribución de agua caliente al depósito cuando la carga térmica a disipar está fuera del rango de valores de correcto funcionamiento. El control de bypass no es un buen método para el manejo de la energía.

III. Control de la entrada de aire a la torre:

Un controlador termostático controla el dámper que regula o bloquea la entrada de aire a la torre a medida que la carga a refrigerar es menor.

IV. Control del volumen de agua pulverizada o distribuida:

Una válvula regula la cantidad de agua a distribuir en función de la carga de refrigeración.

V. Control químico del agua.

VI. Control automático de la purga de agua.

VII. Control de vibraciones:

Es un conmutador electrónico en una carcasa impermeable que permite detectar excesivas vibraciones, para evitar que los ventiladores y demás equipos mecánicos fallen por el mal funcionamiento de sus elementos rotativos, por ejemplo, cuando aparece hielo en los circuitos. Debe tener un dispositivo manual para retrasar su operación en arranques.

VIII. Control electrónico del nivel de agua.

IX. Control de lubricación.

X. Detector de incendios:

Elemento especialmente crítico para las torres de madera.

XI. Control anticongelamiento

Ver capítulo 3, sección 6.

3.12 CONTROL DEL PENACHO.

Los métodos para controlar el impacto en el performance y el impacto visual del penacho son el incremento de altura de la torre o del stack y la propia configuración de la torre de refrigeración.

Si aumentamos la altura de descarga del penacho, se dificulta su retorno tanto al nivel del suelo como a la entrada de aire, pero no modifica el grado de saturación del penacho, por lo que el impacto visual es el mismo.

Para controlar el impacto visual se utilizan configuraciones de torre híbrida. En la figura 85 podemos observar el comportamiento psicrométrico del penacho en una torre convencional evaporativa. Durante las condiciones de verano, el aire entra a la torre en el punto 3 y sale saturado en el punto 4, retornando al ambiente por la línea 4-3 y realizándose la mezcla con el ambiente por debajo de la línea de saturación. Durante las condiciones de invierno, el aire entra a la torre por el punto 1 y sale por el punto 2, retornando a la atmosfera por la línea 2-1, realizándose el mezclado con la atmosfera en la zona de sobresaturación, por lo que la pluma será visible, densa y persistente.

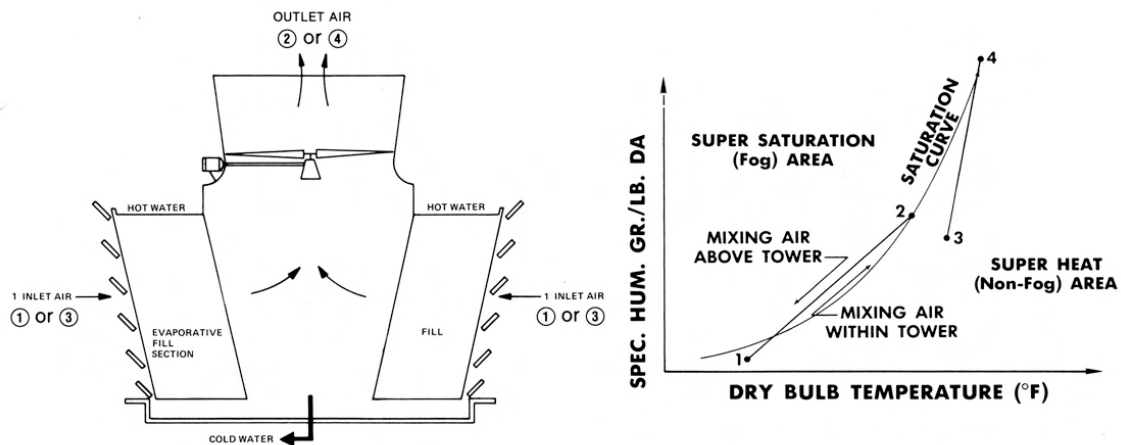


Figura 85 Camino del aire en torre de refrigeración evaporativa.

En la figura 86 podemos observar una configuración para disminuir la pluma en la que dos corrientes de aire independientes atraviesan tanto un empaquetamiento húmedo como un intercambiador seco, así la corriente de descarga de aire de ambos intercambios de calor se mezcla antes de salir de la torre (zona antes del ventilador) y posteriormente su mezclado con la atmosfera ocurre por debajo de la zona de sobresaturado.

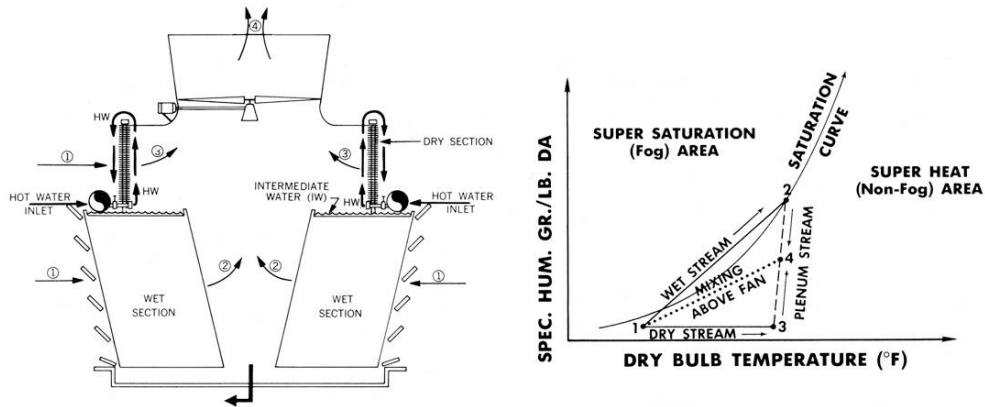


Figura 86. Camino del aire en torre de refrigeración híbrida con caminos del aire independientes.

En las figuras 87 y 88 podemos observar otras configuraciones para reducir el penacho, utilizando un intercambiador seco y un empaquetamiento húmedo en serie.

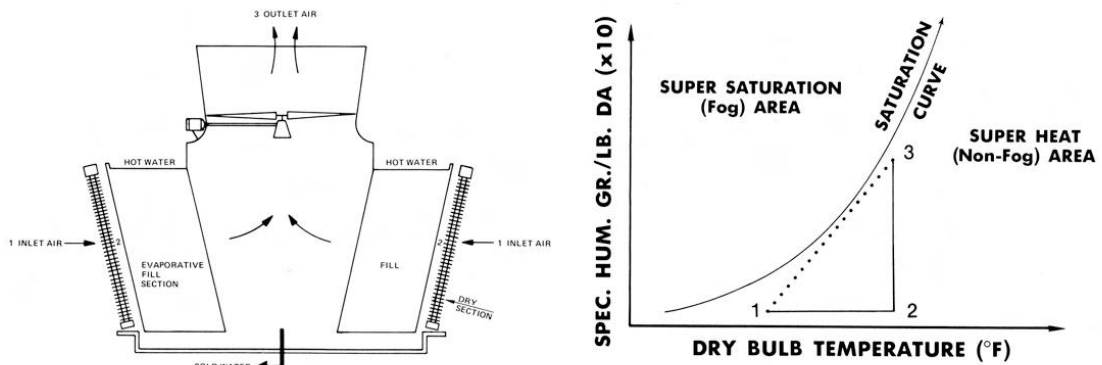


Figura 87. Camino del aire en torre de refrigeración híbrida con caminos del aire en serie, intercambiador seco antes de húmedo.

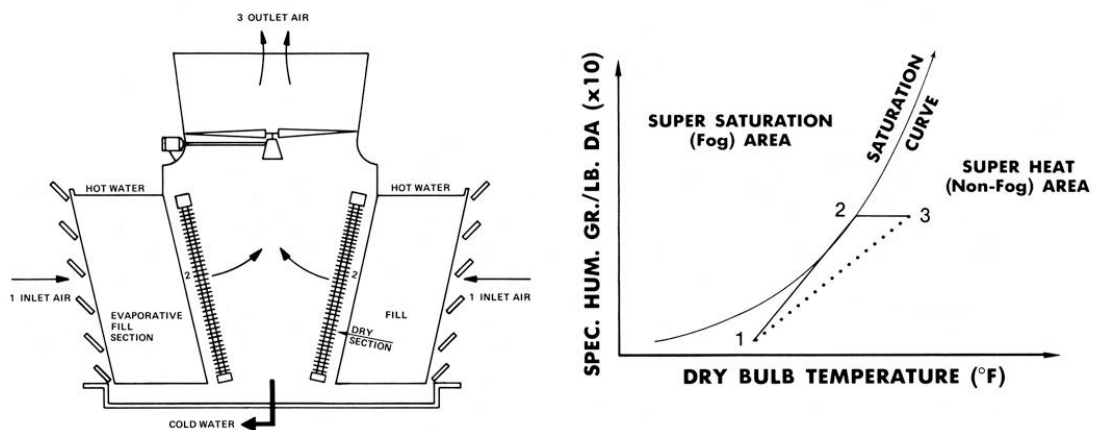


Figura 88. Camino del aire en torre de refrigeración híbrida con caminos del aire en serie, intercambiador seco después de húmedo.



CAPÍTULO 4

TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA

4.1. INTRODUCCIÓN A LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA.

Numerosas investigaciones han estudiado la transferencia de calor y masa en las torres de refrigeración húmedas para establecer métodos de cálculo que solucionen el proceso de transferencia. A continuación, un resumen de las investigaciones y métodos más relevantes.

En la década de los 20, el método de Merkel [7] redujo el cálculo de transferencia de calor y masa aplicando tres suposiciones críticas con las que consigue simplificar la solución, pero con ciertas limitaciones y errores a la hora de representar los procesos físicos a largo del empaquetamiento.

Las simplificaciones críticas del método de Merkel son:

- I. El Factor de Lewis es igual a uno.
- II. El aire a la salida de la torre es saturado y está únicamente caracterizado por su entalpía.
- III. La reducción de agua por evaporación es despreciada en el balance energético.

En 1956, Zivi y Brand [8] extienden el análisis de Merkel para los empaquetamientos en flujo cruzado. Posteriormente en 1984, Bourillot [9] [10] determinó que el método de Merkel calcula correctamente la temperatura de salida del agua cuando se utiliza el coeficiente de evaporación correcto para un gran rango de condiciones, pero que el método es insuficiente a la hora de estimar las propiedades del aire a la salida del empaquetamiento y la cantidad de agua evaporada.

En 1989, Jaber and Webb [11] publican las ecuaciones necesarias para resolver mediante un método directo las torres en flujo cruzado y contraflujo, el método ϵ -NTU, que se basa en las mismas suposiciones que el método de Merkel. El gran avance que supone este método es la simplicidad en la aplicación en torres de flujo cruzado. Sin embargo, para flujo cruzado existen cuatro tipos de geometrías de contacto en función de la mezcla aire-agua, el problema fue qué geometría se ajustaba mejor al empaquetamiento.

En otra rama de investigación, en la década de los 70, Poppe and Rögener [12] desarrollan un método, el método de Poppe, que sin llevar a cabo las suposiciones de Merkel caracteriza la transferencia de calor y masa de forma precisa para todo el rango de condiciones. Aunque por su complejidad está menos extendido que el método de Merkel, es el método correcto de resolución de la transferencia en torres de refrigeración húmedas.

4.2. MÉTODO DE POPPE PARA TORRES EN CONTRAFLUJO.

En este apartado se desarrolla el método de Poppe siguiendo el desarrollo de Kloppers y Kröger [13].

4.2.1. Ecuaciones que gobiernan la transferencia de calor y masa para el caso subsaturado:

La siguiente figura muestra un volumen de control del empaquetamiento de una torre de refrigeración en contraflujo:

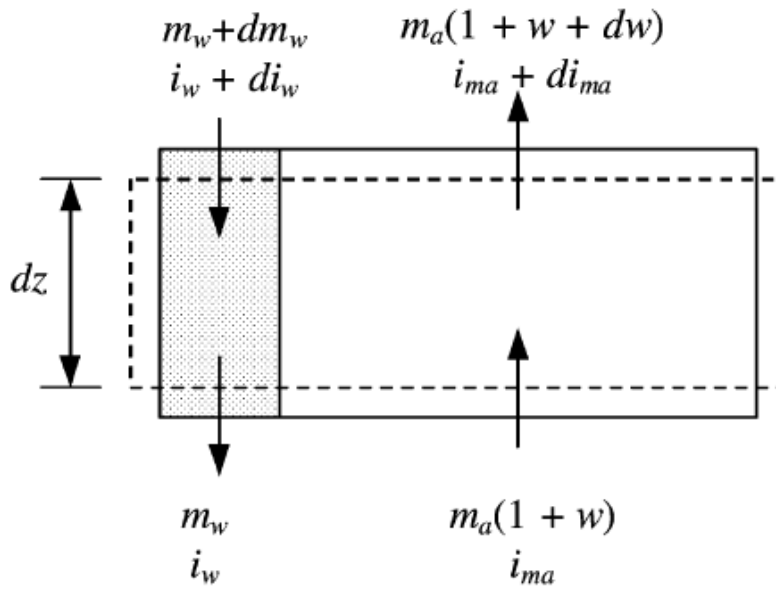


Figura 89. Volumen de control del empaquetamiento de una torre de refrigeración en contraflujo.

Los balances de masa y energía para el volumen de control de la figura 89 son respectivamente:

$$dm_w = m_a dw \quad (4.2.1)$$

$$m_a di_{ma} - m_w di_w - i_w dm_w = 0 \quad (4.2.2)$$

Introduciendo la ecuación (4.2.1) y $di_w = C_{pw} \cdot dT_w$ en la ecuación (4.2.2), obtenemos:

$$dT_w = \frac{m_a}{m_w} \left(\frac{1}{C_{pw}} di_{ma} - T_w dw \right) \quad (4.2.3)$$

Considerando la interfase entre el agua y el aire como muestra la figura 90:

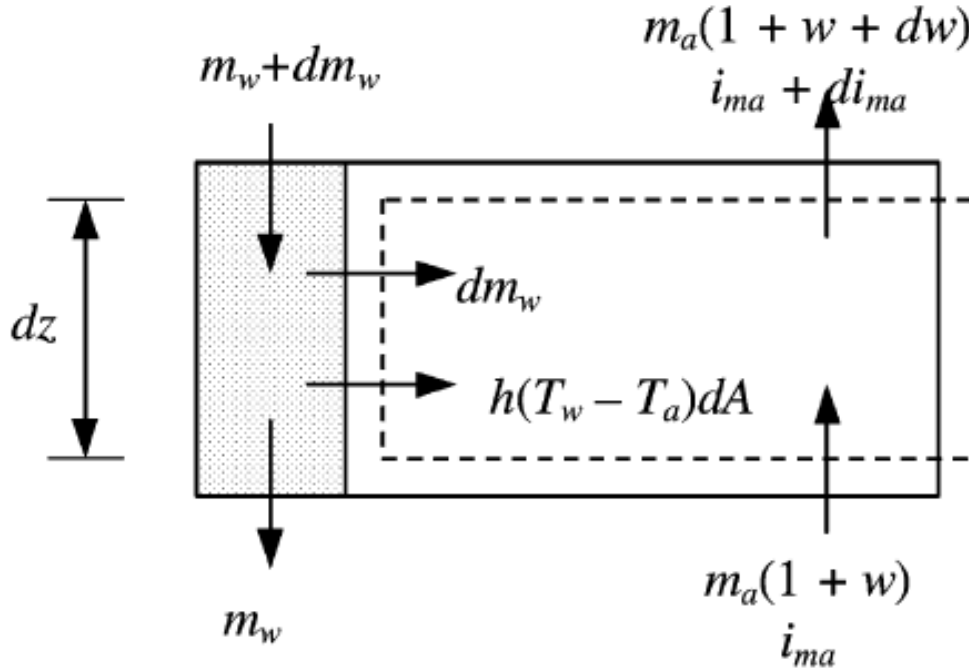


Figura 90. Volumen de control de la interfase del empaquetamiento de una torre de refrigeración en contraflujo.

El balance energético diferenciando entre intercambio de calor latente y sensible:

$$dQ = dQ_m + dQ_c \quad (4.2.4)$$

La transferencia de masa y de calor latente en la interfase se puede escribir de la siguiente manera:

$$dm_w = h_d(w_{sw} - w)dA \quad (4.2.5)$$

$$dQ_m = i_v dm_w = i_v h_d(w_{sw} - w)dA \quad (4.2.6)$$

Donde h_d es el coeficiente de transferencia de masa ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$) y w_{sw} es la humedad específica del aire saturado a la temperatura del agua (kg/kg).

Estando definida la entalpía de vapor de agua como:

$$i_v = i_{fgwo} + c_{pv}T_w \quad (4.2.7)$$

El intercambio de calor convectivo puede expresarse en términos de temperatura y sustituirlos por entalpías:

$$dQ_c = h(T_w - T_a) dA \quad (4.2.8)$$

Donde la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua (J/kg) es:

$$i_{masw} = c_{pa} T_w + w_{sw} (i_{fgwo} + c_{pv} T_w) \quad (4.2.9)$$

Combinando (4.2.7) y (4.2.9) obtenemos:

$$i_{masw} = c_{pa} T_w + w i_v + (w_{sw} - w) i_v \quad (4.2.10)$$

Que junto con la expresión de i_{ma} (4.2.11) resulta en la ecuación (4.2.12):

$$i_{ma} = c_{pa} T_a + w (i_{fgwo} + c_{pv} T_a) \quad (4.2.11)$$

$$T_w - T_a = \frac{(i_{masw} - i_{ma}) - (w_{sw} - w) i_v}{c_{pma}} \quad (4.2.12)$$

Con C_{pma} acorde a la ecuación (4.3.44).

Sustituyendo la ecuación (4.2.12) en (4.2.8), y el resultado junto con la ecuación (4.2.6) en (4.2.4), obtenemos:

$$dQ = h_d \left[\frac{h}{c_{pma} h_d} (i_{masw} - i_{ma}) + \left(1 - \frac{h}{c_{pma} h_d} \right) i_v (w_{sw} - w) \right] dA \quad (4.2.13)$$

Donde aparece el factor de Lewis ($Le_f = h/C_{pma} \cdot h_d$), que se sustituye por la relación empírica (para el caso subsaturado) propuesta por Bosnjakovic [14]:

$$Le_f = 0.865^{0.667} \left(\frac{w_{sw} + 0.622}{w + 0.622} - 1 \right) / \left[\ln \left(\frac{w_{sw} + 0.622}{w + 0.622} \right) \right] \quad (4.2.14)$$

La transferencia de entalpía de la corriente de aire se puede definir, utilizando la ecuación (4.2.13), como:

$$di_{ma} = \frac{1}{m_a} dQ = \frac{h_d dA}{m_a} [Le_f (i_{masw} - i_{ma}) + (1 - Le_f) i_v (w_{sw} - w)] \quad (4.2.15)$$

Para un modelo unidimensional, el área de transferencia se define como la sección horizontal de contacto:

$$dA = a_{fi} A_{fr} dz \quad (4.2.16)$$

Donde la densidad superficial a_{fi} es la superficie de contacto del empaquetamiento por unidad de volumen del empaquetamiento (m^{-1}) y A_{fr} es el área frontal de empaquetamiento (m^2).

Introduciendo la ecuación (4.2.16) en la ecuación (4.2.15) obtenemos:

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{h_d a_{fi} A_{fr}}{m_a} [Le_f(i_{masw} - i_{ma}) + (1 - Le_f)i_v(w_{sw} - w)] \quad (4.2.17)$$

Introduciendo las ecuaciones (4.2.5) y (4.2.15) en la ecuación (4.2.2), obtenemos el balance energético:

$$m_w di_w = h_d dA [i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)[i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w)i_v] - (w_{sw} - w)c_{pw}T_w] \quad (4.2.18)$$

Reescribiendo la ecuación (4.2.3), obtenemos:

$$\frac{dw}{dT_w} = \frac{1}{c_{pw}T_w} \frac{di_{ma}}{dT_w} - \frac{1}{T_w} \frac{m_w}{m_a} \quad (4.2.19.a)$$

$$\frac{dw}{dT_w} = \frac{di_{ma}}{T_w di_w} - \frac{1}{T_w} \frac{m_w}{m_a} \quad (4.2.19.b)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.2.15) y (4.2.18) en la ecuación (4.2.19.b), obtenemos:

$$\frac{dw}{dT_w} = \frac{c_{pw} \frac{m_w}{m_a} (w_{sw} - w)}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)[i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w)i_v] - (w_{sw} - w)c_{pw}T_w} \quad (4.2.20)$$

Sustituyendo la ecuación (4.2.20) en la ecuación (4.2.19.a), obtenemos:

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = \frac{m_w c_{pw}}{m_a} \left(1 + \frac{(w_{sw} - w)c_{pw}T_w}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)[i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w)i_v] - (w_{sw} - w)c_{pw}T_w} \right) \quad (4.2.21)$$

Con las ecuaciones (4.2.1) y (4.2.5) obtenemos:

$$h_d dA = \frac{m_a dw}{w_{sw} - w} \quad (4.2.22)$$

Dividiendo ambos lados de la ecuación (4.2.22) por m_w , introduciendo dT_w/dT_w en el lado derecho e integrando, obtenemos:

$$\int \frac{h_d}{m_w} dA = \int \frac{m_a}{m_w} \frac{dw/dT_w}{w_{sw} - w} dT_w \quad (4.2.23)$$

$$\frac{h_d A}{m_w} = \int \frac{m_a}{m_w} \frac{dw/dT_w}{w_{sw} - w} dT_w \quad (4.2.24)$$

$$Me_P = \int \frac{m_a}{m_w} \frac{dw/dT_w}{w_{sw} - w} dT_w \quad (4.2.25)$$

Encontramos el número de Merkel definido para el método de Poppe. Introduciendo la ecuación (4.2.20) en la ecuación (4.2.25), obtenemos:

$$\frac{Me_P}{dT_w} = \frac{c_{pw}}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)[i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w)i_v] - (w_{sw} - w)c_{pw}T_w} \quad (4.2.26)$$

Como el caudal de agua no es constante, necesitamos relacionarlo con el valor de entrada al empaquetamiento. Utilizando el volumen de control de la figura 91, podemos definir un balance de masa para obtener dicha relación (4.2.28), cerrando el sistema de ecuaciones.

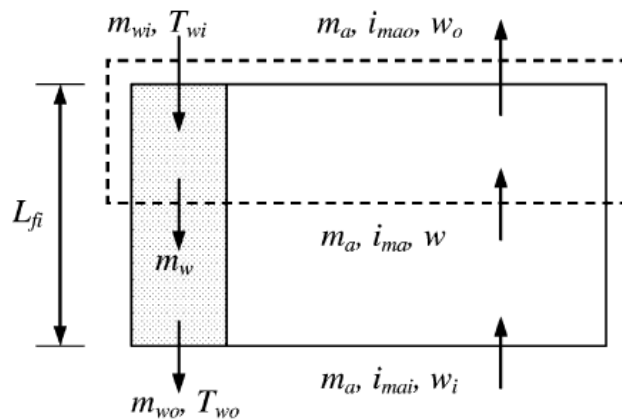


Figura 91. Volumen de control del empaquetamiento de una torre de refrigeración en contraflujo.

$$m_{wi} = m_w + m_a(w_o - w) \quad (4.2.27)$$

$$\frac{m_w}{m_a} = \frac{m_{wi}}{m_a} \left(1 - \frac{m_a}{m_{wi}}(w_o - w) \right) \quad (4.2.28)$$

Utilizando las ecuaciones (4.2.14), (4.2.20), (4.2.21) y (4.2.28) resolvemos el problema mediante un método iterativo utilizando w_o como elemento pivote.

4.2.2. Ecuaciones que gobiernan la transferencia de calor y masa para el caso sobresaturado:

Desde que el exceso de vapor del aire es condensado como niebla, la entalpía es expresada como:

$$i_{ss} = c_{pa}T_a + w_{sa}(i_{fgwo} + c_{pv}T_a) + (w - w_{sa})c_{pw}T_a \quad (4.2.29)$$

Y el gradiente de masa queda definido por:

$$dm_w = h_d(w_{sw} - w_{sa})dA \quad (4.2.30)$$

Restando la ecuación (4.2.29) a la ecuación (4.2.10), obtenemos el gradiente de entalpía, al cual le introducimos la siguiente expresión para obtener el diferencial de temperatura:

$$(w - w_{sa})c_{pw}T_w - (w - w_{sa})c_{pw}T_w + w_{sa}c_{pv}T_w - w_{sa}c_{pv}T_w = 0$$

$$T_w - T_a = \frac{i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa})i_v + (w - w_{sa})c_{pw}T_w}{c_{pmas}} \quad (4.2.31)$$

$$c_{pmas} = c_{pa} + w_{sa}c_{pv} + (w - w_{sa})c_{pw} \quad (4.2.32)$$

De la misma manera que hemos procedido para el caso subsaturado pero con las ecuaciones (4.2.30) y (4.2.31), obtenemos el diferencial de entalpía del aire:

$$di_{ma} = \frac{h_d dA}{m_a} [Le_f \{i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa})i_v + (w - w_{sa})c_{pw}T_w\} + (w_{sw} - w_{sa})i_v] \quad (4.2.34)$$

El Factor de Lewis se sustituye por la relación empírica (para el caso sobresaturado) propuesta por Bosnjakovic [14]:

$$Le_f = 0.865^{0.667} \left(\frac{w_{sw} + 0.622}{w_{sa} + 0.622} - 1 \right) / \left[\ln \left(\frac{w_{sw} + 0.622}{w_{sa} + 0.622} \right) \right] \quad (4.2.35)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.2.30) y (4.2.34) en la ecuación (4.2.2), obtenemos el balance energético:

$$m_w di_w = m_w c_{pw} dT_w = h_d dA \times \left[Le_f \{i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa})i_v + (w - w_{sa})c_{pw}T_w\} + (w_{sw} - w_{sa})i_v - (w_{sw} - w_{sa})c_{pw}T_w \right] \quad (4.2.36)$$

Introduciendo la ecuación (4.2.37) en el lado derecho de la expresión (4.2.36), obtenemos la ecuación (4.2.38).

$$[i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa})i_v + (w - w_{sa})c_{pw}T_w] - [i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa})i_v + (w - w_{sa})c_{pw}T_w] = 0 \quad (4.2.37)$$

$$m_w di_w = m_w c_{pw} dT_w = h_d dA \times \left[\frac{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1) \left(\frac{i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa}) i_v}{+(w - w_{sa}) c_{pw} T_w} \right)}{+(w - w_{sw}) c_{pw} T_w} \right] \quad (4.2.38)$$

Por otro lado, introduciendo la ecuación (4.2.30) en la ecuación (4.2.1), obtenemos:

$$h_d dA = \frac{m_a dw}{(w_{sw} - w_{sa})} \quad (4.2.39)$$

Introduciendo la ecuación (4.2.39) en la ecuación (4.2.38), obtenemos la ecuación (4.2.40), que introducida en la ecuación (4.2.19) da como resultado la ecuación (4.2.41).

$$\frac{dw}{dT_w} = \frac{c_{pw} \frac{m_w}{m_a} (w_{sw} - w_{sa})}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1) \left[\frac{i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa}) i_v}{+(w - w_{sa}) c_{pw} T_w} \right] + (w - w_{sw}) c_{pw} T_w} \quad (4.2.40)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = c_{pw} \frac{m_w}{m_a} \left(1 + \frac{c_{pw} T_w (w_{sw} - w_{sa})}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1) \left[\frac{i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa}) i_v}{+(w - w_{sa}) c_{pw} T_w} \right] + (w - w_{sw}) c_{pw} T_w} \right) \quad (4.2.41)$$

Añadimos dT_w/dT_w en el lado derecho de la ecuación (4.2.39), dividimos por m_w en ambos lados e integramos, obteniendo la integral de Merkel para el método de Poppe:

$$\int \frac{h_d}{m_w} dA = \int \frac{m_a}{m_w} \frac{dw/dT_w}{w_{sw} - w_{sa}} dT_w \quad (4.2.42)$$

$$Me_p = \frac{h_d A}{m_w} = \int \frac{m_a}{m_w} \frac{dw/dT_w}{w_{sw} - w_{sa}} dT_w \quad (4.2.43)$$

Sustituyendo la ecuación (4.2.40) en la (4.2.43) obtenemos la variación de Me_p frente a la temperatura del agua.

$$\frac{dMe_p}{dT_w} = \frac{c_{pw}}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1) \left[\frac{i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa}) i_v}{+(w - w_{sa}) c_{pw} T_w} \right] + (w - w_{sw}) c_{pw} T_w} \quad (4.2.44)$$

Con las ecuaciones (4.2.28), (4.2.35), (4.2.40) y (4.2.41) resolvemos el problema mediante un método iterativo como en el caso anterior.

4.2.3. Método de resolución:

El método elegido para resolver las ecuaciones diferenciales que gobiernan el intercambio de calor y masa de una torre de refrigeración en contraflujo es Runge Kutta de cuarto orden, con la humedad específica de salida del aire (w_o) como pivote.

El sistema de ecuaciones para el caso subsaturado está compuesto por las ecuaciones (4.2.20), (4.2.21) y (4.2.26), para el caso sobresaturado por las ecuaciones (4.2.40), (4.2.41) y (4.2.44). Vamos a explicar el método utilizando la entalpía del aire sin saturar (i_{ma}), pero podría sustituirse por la entalpía del aire sobresaturado (i_{ss}) en el caso de aire sobresaturado.

I. Primer paso:

Dividir el empaquetamiento en un número de intervalos con igual salto de temperatura del agua, como muestra la figura 92.

$$\Delta T_w = (T_{wi} - T_{wo}) / (\text{Number of intervals}) \quad (4.2.45)$$

En la figura 92 podemos observar el empaquetamiento dividido en cinco intervalos de igual salto térmico.

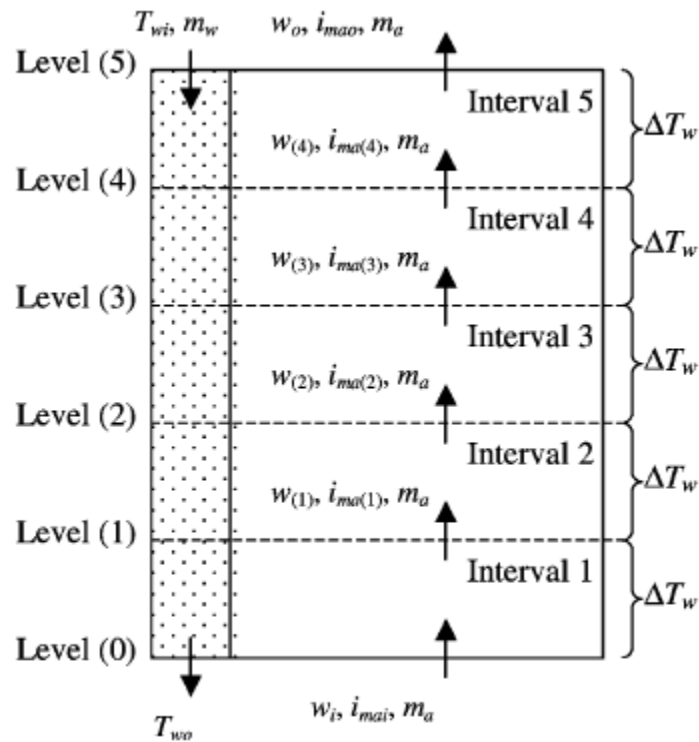


Figura 92. Empaquetamiento en contraflujo dividido en 5 intervalos.

II. Segundo paso:

El segundo paso consiste en suponer un valor de la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento (w_o) para iniciar el bucle.

III. Tercer paso:

El aire, generalmente subsaturado, entra en la torre en el nivel cero con $w_{(i)}$, $i_{ma(i)}$ y $m_{a(i)}$ conocido. Los parámetros del aire para el nivel 1 (ver nivel en la figura 92) se calculan mediante el método Runge Kutta para subsaturado o sobresaturado, comprobando previamente el estado del aire. La forma elegida para comprobar el estado del aire consiste en determinar la temperatura de bulbo húmedo $T_{wb(i)}$ con los valores previamente calculados y compararla con $T_{a(i)}$. Si $T_{a(i)} > T_{wb(i)}$, se utilizan las formulas para subsaturado, si $T_{a(i)} < T_{wb(i)}$, lo cual es imposible, se define $T_{wb(i)} = T_{a(i)}$ y se utilizan las ecuaciones para sobresaturado.

IV. Cuarto paso:

Tanto el sistema de ecuaciones para el caso subsaturado, ecuaciones (4.2.20), (4.2.21) y (4.2.26), como el sistema de ecuaciones para el caso sobresaturado, ecuaciones (4.2.40), (4.2.41) y (4.2.44), pueden ser escritos respectivamente como:

$$\frac{dw}{dT_w} = f(w, i_{ma}, T_w) \quad (4.2.46)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = g(w, i_{ma}, T_w) \quad (4.2.47)$$

$$\frac{dMe_P}{dT_w} = h(w, i_{ma}, T_w) \quad (4.2.48)$$

En la figura 92, el empaquetamiento está dividido en varios intervalos con el mismo salto de temperatura del agua, por lo que la representación de la figura no corresponde con un criterio de longitud, es simplemente una representación imaginaria para orientar el procedimiento y nomenclatura. Los valores iniciales de w , i_{ma} y T_w son requeridos en un nivel particular (n) para calcular las variables en el siguiente nivel ($n+1$), utilizando las ecuaciones (4.2.49)-(4.2.51).

$$w_{(n+1)} = w_{(n)} + (j_{(n+1,1)} + 2j_{(n+1,2)} + 2j_{(n+1,3)} + j_{(n+1,4)})/6 \quad (4.2.49)$$

$$i_{ma(n+1)} = i_{ma(n)} + (k_{(n+1,1)} + 2k_{(n+1,2)} + 2k_{(n+1,3)} + k_{(n+1,4)})/6 \quad (4.2.50)$$

$$Me_{P(n+1)} = Me_{P(n)} + (l_{(n+1,1)} + 2l_{(n+1,2)} + 2l_{(n+1,3)} + l_{(n+1,4)})/6 \quad (4.2.51)$$

Donde:

$$j_{(n+1,1)} = \Delta T_w \cdot f(T_{w(n)}, i_{ma(n)}, w_{(n)}) \quad (4.2.52)$$

$$k_{(n+1,1)} = \Delta T_w \cdot g(T_{w(n)}, i_{ma(n)}, w_{(n)}) \quad (4.2.53)$$

$$l_{(n+1,1)} = \Delta T_w \cdot h(T_{w(n)}, i_{ma(n)}, w_{(n)}) \quad (4.2.54)$$

$$j_{(n+1,2)} = \Delta T_w \cdot f\left(T_{w(n)} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma(n)} + \frac{k_{(n+1,1)}}{2}, w_{(n)} + \frac{j_{(n+1,1)}}{2}\right) \quad (4.2.55)$$

$$k_{(n+1,2)} = \Delta T_w \cdot g\left(T_{w(n)} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma(n)} + \frac{k_{(n+1,1)}}{2}, w_{(n)} + \frac{j_{(n+1,1)}}{2}\right) \quad (4.2.56)$$

$$l_{(n+1,2)} = \Delta T_w \cdot h\left(T_{w(n)} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma(n)} + \frac{k_{(n+1,1)}}{2}, w_{(n)} + \frac{j_{(n+1,1)}}{2}\right) \quad (4.2.57)$$

$$j_{(n+1,3)} = \Delta T_w \cdot f\left(T_{w(n)} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma(n)} + \frac{k_{(n+1,2)}}{2}, w_{(n)} + \frac{j_{(n+1,2)}}{2}\right) \quad (4.2.58)$$

$$k_{(n+1,3)} = \Delta T_w \cdot g\left(T_{w(n)} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma(n)} + \frac{k_{(n+1,2)}}{2}, w_{(n)} + \frac{j_{(n+1,2)}}{2}\right) \quad (4.2.59)$$

$$l_{(n+1,3)} = \Delta T_w \cdot h\left(T_{w(n)} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma(n)} + \frac{k_{(n+1,2)}}{2}, w_{(n)} + \frac{j_{(n+1,2)}}{2}\right) \quad (4.2.60)$$

$$j_{(n+1,4)} = \Delta T_w \cdot f\left(T_{w(n)} + \Delta T_w, i_{ma(n)} + k_{(n+1,3)}, w_{(n)} + j_{(n+1,3)}\right) \quad (4.2.61)$$

$$k_{(n+1,4)} = \Delta T_w \cdot g\left(T_{w(n)} + \Delta T_w, i_{ma(n)} + k_{(n+1,3)}, w_{(n)} + j_{(n+1,3)}\right) \quad (4.2.62)$$

$$l_{(n+1,4)} = \Delta T_w \cdot h\left(T_{w(n)} + \Delta T_w, i_{ma(n)} + k_{(n+1,3)}, w_{(n)} + j_{(n+1,3)}\right) \quad (4.2.63)$$



Las cuatro variables del método de Runge Kutta de cuarto orden son T_w , w , i_{ss} o i_{ma} y M_{ep} , variables que aparecen en lado izquierdo de los sistemas de ecuaciones correspondientes a cada caso. Las ecuaciones (4.2.50)-(4.2.52) son únicamente función de w , i_{ss} o i_{ma} y T_w , las demás variables son función de estas variables.

Las ecuaciones (4.2.52)-(4.2.54) no son función directa de M_{ep} porque dM_{ep}/dT_w es función de dw/dT_w , como podemos observar en la ecuación (4.2.43). Las ecuaciones (4.2.20) y (4.2.21) para el caso subsaturado o (4.2.40) y (4.2.41) para el caso sobresaturado, pueden resolverse sin la ecuación (4.2.26) y (4.2.44) respectivamente.

4.3. MÉTODO DE POPPE PARA TORRES EN FLUJO CRUZADO.

En este apartado se desarrolla el método de Poppe, siguiendo el desarrollo de Kloppers y Kröger [15].

4.3.1. Ecuaciones que gobiernan la transferencia de calor y masa para el caso subsaturado:

La figura 93 muestra un volumen de control del empaquetamiento de una torre de refrigeración de flujo cruzado.

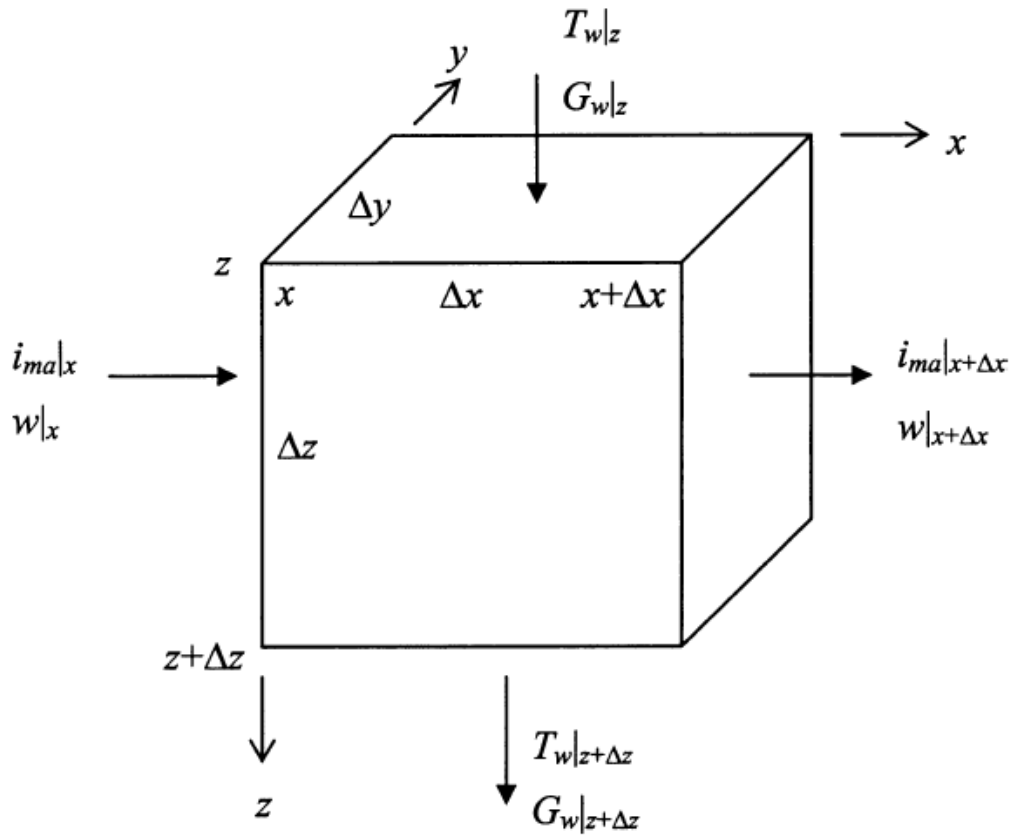


Figura 93. Volumen de control de una torre de flujo cruzado.

Un balance de masa en el volumen de control de la figura 93 tiene como resultado:

$$G_w|_z \Delta x \Delta y - G_w|_{z+\Delta z} \Delta x \Delta y + G_a \Delta y \Delta z w|_x - G_a \Delta y \Delta z w|_{x+\Delta x} = 0 \quad (4.3.1)$$

Dividido por $\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z$ y aplicado sobre el volumen de control de tendencia hacia el volumen mínimo ($\Delta x \rightarrow 0, \Delta z \rightarrow 0$):

$$\frac{\partial G_w}{\partial z} = -G_a \frac{\partial w}{\partial x} \quad (4.3.2)$$

El balance de energía del volumen de control de la figura 93:

$$c_{pw}(T_w, G_w)|_z \Delta x \Delta y - c_{pw}(T_w, G_w)|_{z+\Delta z} \Delta x \Delta y + G_a \Delta y \Delta z i_n - G_a \Delta y \Delta z i_{ma}|_{x+\Delta x} = 0 \quad (4.3.3)$$

Dividido por $\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z$ y aplicado sobre el volumen de control de tendencia hacia el volumen mínimo ($\Delta x \rightarrow 0, \Delta z \rightarrow 0$):

$$c_{pw} T_w \frac{\partial G_w}{\partial z} + c_{pw} G_w \frac{\partial T_w}{\partial z} + G_a \frac{\partial i_{ma}}{\partial x} = 0 \quad (4.3.4)$$

Sustituyendo la ecuación (4.3.2) en la ecuación (4.3.4) y reordenando, obtenemos:

$$\frac{\partial T_w}{\partial z} = \frac{G_a}{G_w} \left(T_w \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{1}{c_{pw}} \frac{\partial i_{ma}}{\partial x} \right) \quad (4.3.5)$$

El balance de agua en el volumen de control es:

$$G_w|_z \Delta x \Delta y - G_w|_{z+\Delta z} \Delta x \Delta y - h_d a_{fi}(w_{sw} - w) \Delta x \Delta y \Delta z = 0 \quad (4.3.6)$$

Donde el tercer término representa la cantidad de agua evaporada.

Dividido por $\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z$, introduciendo G_a/G_w en el lado derecho y aplicado sobre el volumen de control de tendencia hacia el volumen mínimo ($\Delta x \rightarrow 0, \Delta z \rightarrow 0$):

$$\frac{\partial G_w}{\partial z} = -G_a \frac{h_d a_{fi}}{G_a} (w_{sw} - w) \quad (4.3.7)$$

Sustituyendo la ecuación (4.3.7) en la ecuación (4.3.2), obtenemos:

$$\frac{\partial w}{\partial x} = \frac{h_d a_{fi}}{G_a} (w_{sw} - w) \quad (4.3.8)$$

El calor sensible transferido al aire en el volumen de control de la figura 93 es:

$$q_c|_x \Delta y \Delta z - q_c|_{x+\Delta x} \Delta y \Delta z + h a_{fi}(T_w - T_a) \Delta x \Delta y \Delta z = 0 \quad (4.3.9)$$

Dividido por $\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z$ y aplicado sobre el volumen de control de tendencia hacia el volumen mínimo ($\Delta x \rightarrow 0, \Delta z \rightarrow 0$):

$$\frac{\partial q_c}{\partial x} = h a_{fi}(T_w - T_a) \quad (4.3.10)$$

El calor latente transferido al aire en el volumen de control de la figura 93 es:

$$q_m|_x \Delta y \Delta z - q_m|_{x+\Delta x} \Delta y \Delta z + i_v G_w|_z \Delta x \Delta y - i_v G_w|_{z+\Delta x} \Delta x \Delta y = 0 \quad (4.3.11)$$

Dividido por $\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z$ y aplicado sobre el volumen de control de tendencia hacia el volumen mínimo ($\Delta x \rightarrow 0, \Delta z \rightarrow 0$):

$$\frac{\partial q_m}{\partial x} = -i_v \frac{\partial G_w}{\partial z} = i_v h_d a_{fi} (w_{sw} - w) \quad (4.3.12)$$

El balance energético de la superficie aire-agua dentro del volumen de control de la figura 93 es:

$$\frac{\partial q}{\partial x} = \frac{\partial q_c}{\partial x} + \frac{\partial q_m}{\partial x} \quad (4.3.13)$$

Al final de este capítulo (sección 4.3.4) se desarrolla el procedimiento para escribir el diferencial de temperatura en función del potencial de entalpías. Introduciendo la ecuación (4.3.45) en la ecuación (4.3.10), sustituyendo la ecuación resultante y la ecuación (4.3.12) en la ecuación (4.3.13), obtenemos:

$$\frac{\partial q}{\partial x} = h_d a_{fi} \left[\frac{h}{c_{pma} h_d} (i_{masw} - i_{ma}) + \left(1 - \frac{h}{c_{pma} h_d} \right) i_v (w_{sw} - w) \right] \quad (4.3.14)$$

Donde el factor de Lewis estará definido por la ecuación experimental determinada por Bosnjakovic [14].

A partir de la ecuación (4.3.14), calculamos la entalpía transferida a la corriente de aire:

$$\frac{\partial i_{ma}}{\partial x} = \frac{1}{G_a} \frac{\partial q}{\partial x} = \frac{h_d a_{fi}}{G_a} \{ i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1) [i_{masw} - i_{ma} - i_v (w_{sw} - w)] \} \quad (4.3.15)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.3.8) y (4.3.15) en la ecuación (4.3.5) obtenemos una expresión para la variación de temperatura del agua:

$$\frac{\partial T_w}{\partial z} = \frac{1}{c_{pw}} \frac{G_a}{G_w} \frac{h_d a_{fi}}{G_a} \{ (w_{sw} - w) c_{pw} T_w - (i_{masw} - i_{ma}) - (Le_f - 1) \times [i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w) i_v] \} \quad (4.3.16)$$

4.3.2. Ecuaciones que gobiernan la transferencia de calor y masa para el caso sobresaturado:

Si el aire llega al punto de saturación antes de salir del empaquetamiento, el exceso de vapor de agua transferido al aire puede condensar como niebla, formando aire sobresaturado.

Utilizando el mismo procedimiento que para el caso subsaturado, obtenemos las ecuaciones que gobiernan la transferencia de calor y masa:

$$\frac{\partial G_w}{\partial z} = -h_d a_{fi} (w_{sw} - w_{sa}) \quad (4.3.17)$$

$$\frac{\partial w}{\partial x} = \frac{h_d a_{fi}}{G_a} (w_{sw} - w_{sa}) \quad (4.3.18)$$

$$\frac{\partial i_{ss}}{\partial x} = \frac{1}{G_a} \frac{\partial q}{\partial x} = \frac{h_d a_{fi}}{G_a} \{ i_{masw} - i_{ss} + (Le_{fs} - 1) [i_{masw} - i_{ss} - i_v (w_{sw} - w_{sa}) + Le_{fs} c_{pw} T_w (w - w_{sa})] \} \quad (4.3.19)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial z} = \frac{1}{c_{pw}} \frac{G_a}{G_w} \frac{h_d a_{fi}}{G_a} \{ (w_{sw} - w_{sa}) c_{pw} T_w - (i_{masw} - i_{ss}) - Le_{fs} c_{pw} T_w (w - w_{sa}) \times (Le_{fs} - 1) [i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa}) i_v] \} \quad (4.3.20)$$

4.3.3. Resolver el sistema de ecuaciones diferenciales:

Para simplificar el proceso de resolución, adimensionalizamos el empaquetamiento. La figura 94 ilustra un ejemplo de malla adimensional dividida en cuatro intervalos, siendo $i_{\max} = j_{\max} = 5$.

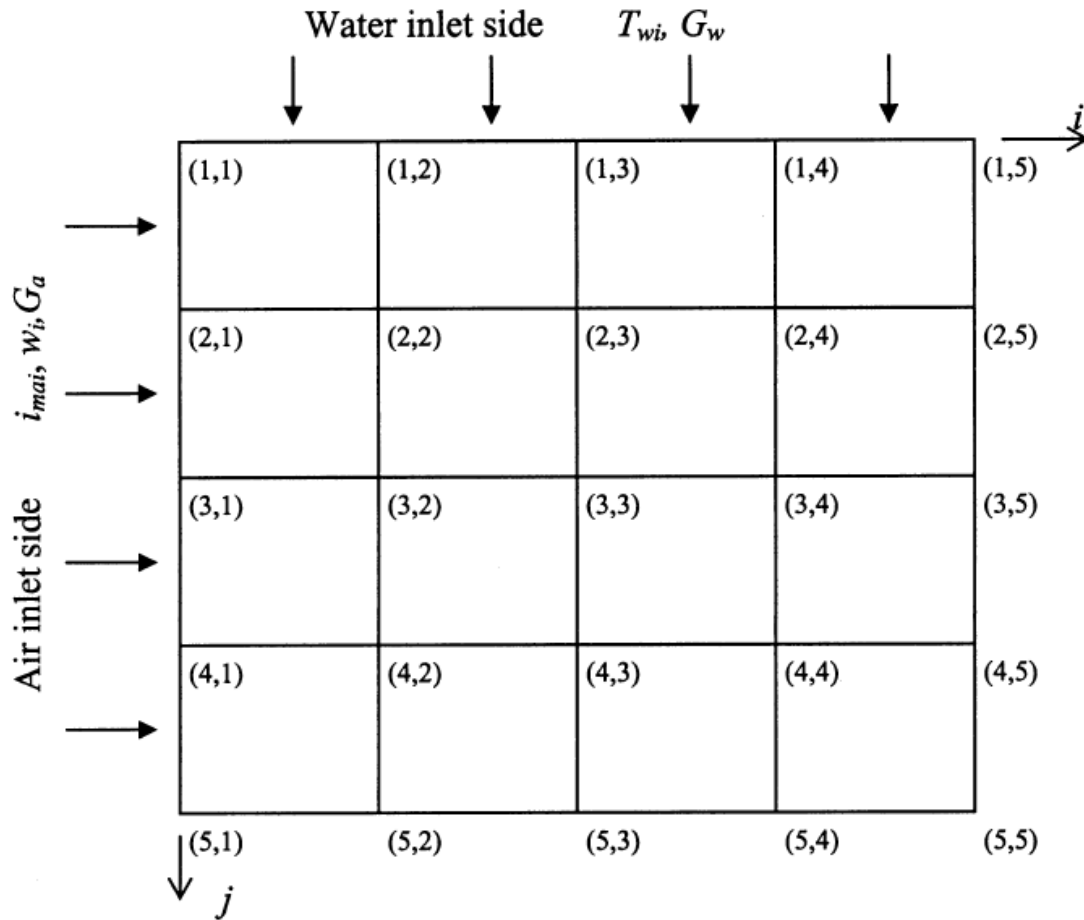


Figura 94. Empaquetamiento dividido en cuatro intervalos por dimensión.

Todas las ecuaciones son de primer orden, estas derivadas de primer orden se pueden aproximar por una expresión de diferencias finitas de primer orden backward, por ejemplo, por la expresión representada en la figura 95:

First-order
rearward
difference
with respect
to x

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{i,j} = \frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\Delta x}$$

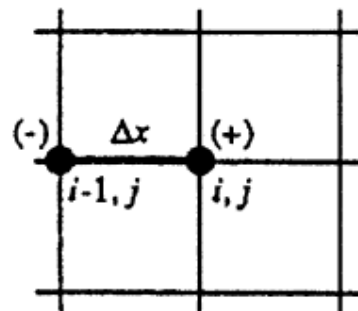


Figura 95. Aproximación de una derivada de primer orden por una diferencia finita backward.

Las ecuaciones (4.3.7), (4.3.8), (4.3.15) y (4.3.16) se pueden reescribir de manera adimensional como:

$$\frac{\partial G_w}{\partial \eta} = -G_a \frac{h_d a_{fi}}{G_a} (w_{sw} - w) \quad (4.3.21)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \xi} = \frac{h_d a_{fi}}{G_a} (w_{sw} - w) \quad (4.3.22)$$

$$\frac{\partial i_{ma}}{\partial \xi} = \frac{h_d a_{fi}}{G_a} \{ i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1) [i_{masw} - i_{ma} - i_v (w_{sw} - w)] \} \quad (4.3.23)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial \eta} = \frac{1}{c_{pw}} \frac{G_a}{G_w} \frac{h_d a_{fi}}{G_a} \{ (w_{sw} - w) c_{pw} T_w - (i_{masw} - i_{ma}) - (Le_f - 1) [i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w) i_v] \} \quad (4.3.24)$$

Siendo $\xi = x/L_x$ y $\eta = z/L_z$, con L_x y L_z las distancia del empaquetamiento en la dirección x y z respectivamente.

La figura 96 ilustra un ejemplo de cuatro puntos de la malla de la figura 94. Es esencial que los intervalos en ambas direcciones sean de la misma medida ($\Delta\xi = \Delta\eta$) para poder llevar a cabo el análisis adimensional.

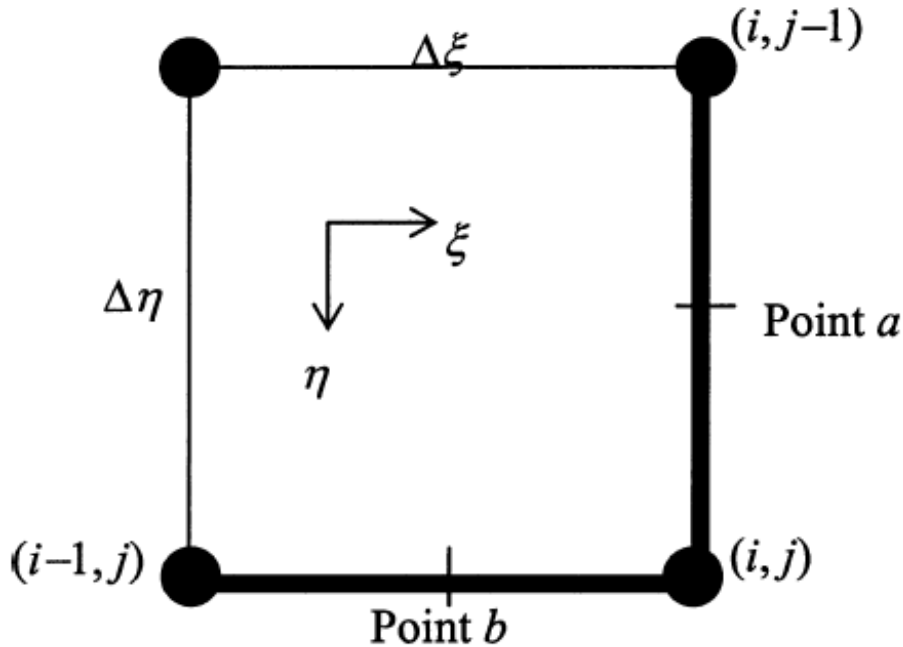


Figura 96. Celda del la malla.

Aplicando el método ilustrado en la figura 95 (backward) y definiendo:

$$\text{Me}_\xi = h_d a_{fi} \Delta \xi / G_a = h_d a_{fi} \Delta \eta / G_a \quad (4.3.25)$$

Las ecuaciones (4.3.21), (4.3.22), (4.3.23) y (4.3.24) quedan:

$$G_{w(i,j)} = G_{w(i,j-1)} - G_a \text{Me}_\xi (w_{sw} - w)|_a \quad (4.3.26)$$

$$w(i,j) = w_{(i-1,j)} + \text{Me}_\xi (w_{sw} - w)|_b \quad (4.3.27)$$

$$i_{ma(i,j)} = i_{ma(i-1,j)} + \text{Me}_\xi \{ i_{masw} - i_{ma} + (\text{Le}_f - 1) [i_{masw} - i_{ma} - i_v (w_{sw} - w)] \}_b \quad (4.3.28)$$

$$T_{w(i,j)} = T_{w(i,j-1)} + \frac{1}{c_{pw}} \frac{G_a}{G_w} \text{Me}_\xi \{ (w_{sw} - w) c_{pw} T_w - (i_{masw} - i_{ma}) - (\text{Le}_f - 1) [i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w) i_v] \}_a \quad (4.3.29)$$

Los símbolos $|_a$ y $|_b$ representan los puntos a y b de la figura 96, es decir, el punto a es el valor medio entre (i,j) y (i,j-1) y el punto b es el valor medio entre (i,j) y (i-1,j).

Aplicado, por ejemplo, a la ecuación (4.3.29):

$$\begin{aligned} & \frac{1}{c_{pw}} \frac{G_a}{G_w} \text{Me}_\xi \{ (w_{sw} - w) c_{pw} T_w - (i_{masw} - i_{ma}) - (\text{Le}_f - 1) [i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w) i_v] \}_a \\ &= \frac{\text{Me}_\xi G_a}{2} \left(\frac{1}{c_{pw(i,j)} G_{w(i,j)}} \left\{ \begin{aligned} & (w_{sw(i,j)} - w_{(i,j)}) c_{pw(i,j)} T_{w(i,j)} - (i_{masw(i,j)} - i_{ma(i,j)}) \\ & - (\text{Le}_{f(i,j)} - 1) [i_{masw(i,j)} - i_{ma(i,j)} - (w_{sw(i,j)} - w_{(i,j)}) i_{v(i,j)}] \end{aligned} \right\} \right. \\ & \quad \left. + \frac{1}{c_{pw(i,j-1)} G_{w(i,j-1)}} \left\{ \begin{aligned} & (w_{sw(i,j-1)} - w_{(i,j-1)}) c_{pw(i,j-1)} T_{w(i,j-1)} - (i_{masw(i,j-1)} - i_{ma(i,j-1)}) \\ & - i_{ma(i,j-1)} - (\text{Le}_{f(i,j-1)} - 1) [i_{masw(i,j-1)} - i_{ma(i,j-1)} - (w_{sw(i,j-1)} - w_{(i,j-1)}) i_{v(i,j-1)}] \end{aligned} \right\} \right) \end{aligned} \quad (4.3.30)$$

Donde G_a y Me_ξ son constantes a lo largo del dominio.

La ecuación (4.3.30) puede sustituirse en la ecuación (4.3.29) para obtener el valor de $T_{w(i,j)}$. Las ecuaciones (4.3.26)-(4.3.28) se tratan de manera similar para obtener los valores en los puntos medios a y b.

La entalpía del aire subsaturado en todos los puntos del dominio es dada por la ecuación (4.9.1) y cuando sea sobresaturado, por la ecuación (4.3.31):

$$i_{ss} = c_{pa} T_a + w_{sa} (i_{fgwo} + c_{pv} T_a) + (w - w_{sa}) c_{pw} T_a \quad (4.3.31)$$

La resolución de las ecuaciones diferenciales que rigen el problema se lleva a cabo mediante un método iterativo. G_w y T_w son conocidas a la entrada del agua, i_{ma} y w son conocidas en la entrada del aire y G_a es constante a lo largo de todo el dominio. Las ecuaciones (4.3.26) y (4.3.29) se utilizan para resolver G_w y T_w en el lado de entrada del aire y las ecuaciones (4.3.27) y (4.3.28) son utilizadas para resolver i_{ma} y w en la entrada del agua. Después, las ecuaciones (4.3.26)-(4.3.29) pueden ser resueltas simultáneamente a lo largo del resto del dominio. Si el aire es sobresaturado se utilizan las ecuaciones que gobiernan el caso sobresaturado.

La temperatura media del agua a la salida puede obtenerse integrando a lo largo del lado de salida del agua.

$$T_{wom} = \frac{1}{n_\xi} \int_0^{n_\xi} T_{wo} d\xi \quad (4.3.32)$$

Donde n_ξ es el número de intervalos en los que se divide el empaquetamiento en la dirección ξ o x .

La entalpía media y humedad del aire a la salida puede obtenerse integrando a lo largo del lado de salida del aire.

$$i_{maom} = \frac{1}{n_\eta} \int_0^{n_\eta} i_{mao} d\eta \quad (4.3.33)$$

$$w_{om} = \frac{1}{n_\eta} \int_0^{n_\eta} w_o d\eta \quad (4.3.34)$$

Donde n_η es el número de intervalos en los que se divide el empaquetamiento en la dirección η o z .

Me_ξ se refiere al número de Merkel local acorde al flujo de aire en la dirección horizontal:

$$Me_\xi = h_d a_{fi} \Delta\xi / G_a = h_d a_{fi} \Delta\eta / G_a \quad (4.3.35)$$

En todos los puntos del dominio el número de Merkel local acorde a la dirección del agua en la dirección vertical se define por la expresión:

$$Me_{\eta(i,j)} = \frac{G_a}{G_{w(i,j)}} Me_\xi \quad (4.3.36)$$

El número de Merkel global del empaquetamiento se obtiene integrando $Me_{\eta(i,j)}$ a lo largo de todo el empaquetamiento. Primero se determina el $Me_{\eta mcell}(i,j)$ para el centro de cada celda, como muestra la figura 97, después se calcula la media de $Me_{\eta m}$ mediante la ecuación (4.3.38) y finalmente se calcula el número global de Merkel con la expresión (4.3.39).

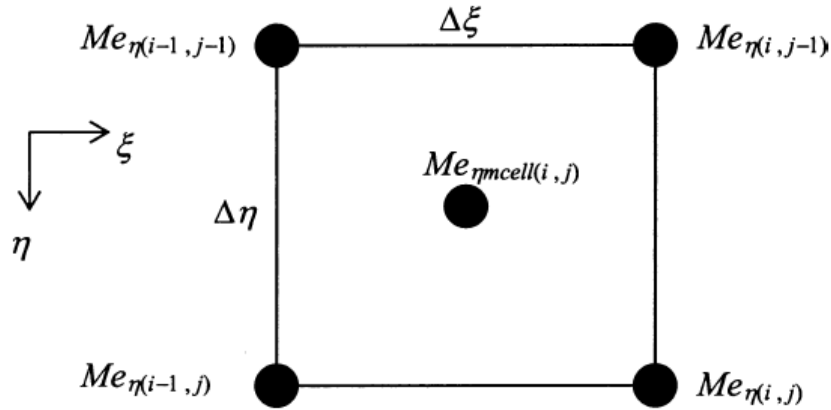


Figura 97. Valor medio de $Me_{\eta}(i,j)$ en el centro de la celda

$$Me_{\eta mcell(i,j)} = (Me_{\eta(i,j)} + Me_{\eta(i+1,j)} + Me_{\eta(i,j+1)} + Me_{\eta(i+1,j+1)})/4 \quad (4.3.37)$$

$$Me_{\eta m} = \frac{\sum Me_{\eta mcell(i,j)}}{n_{\xi} n_{\eta}} \quad (4.3.38)$$

$$Me = \frac{h_d a_{fi} L_z}{G_w} = \frac{h_d a_{fi} n_{\eta} \Delta \eta}{G_w} = n_{\eta} Me_{\eta m} \quad (4.3.39)$$

Donde $L_z = n_{\eta} \Delta \eta$.

El procedimiento para el cálculo de Merkel consiste en suponer el valor de Me_{ξ} constante a lo largo del dominio computacional. Una vez convergen las ecuaciones que gobiernan el proceso de transferencia, se calcula la temperatura de salida del agua con la ecuación (4.3.32), si no coincide con la especificada, se itera con otro valor de Me_{ξ} .

4.3.4. Diferencial de temperaturas y entalpía:

La entalpía de vapor a la temperatura local del agua (T_w) es:

$$i_v = i_{fgwo} + c_{pv}T_w \quad (4.3.40)$$

La entalpía del aire saturado a la temperatura local del agua (T_w) es:

$$i_{masw} = c_{pa}T_w + w_{sw}(i_{fgwo} + c_{pv}T_w) \quad (4.3.41)$$

Substituyendo la ecuación (4.3.40) en la ecuación (4.3.41):

$$i_{masw} = c_{pa}T_w + wi_v + (w_{sw} - w)i_v \quad (4.3.42)$$

La entalpía de la mezcla de aire vapor de agua por unidad de masa de aire seco es:

$$i_{ma} = c_{pa}T_a + w(i_{fgwo} + c_{pv}T_a) \quad (4.3.43)$$

Donde el calor específico es evaluado a $(T_a + 273.15)/2$ K y el calor latente es evaluado a 273.15 K acorde a la ecuación (4.9.9).

El calor específico de la mezcla aire vapor de agua para aire insaturado es:

$$c_{pma} = c_{pa} + wc_{pv} \quad (4.3.44)$$

Introduciendo la ecuación (4.3.42) en (4.3.43) y simplificando para pequeñas diferencias en el calor específico:

$$T_w - T_a = \frac{(i_{masw} - i_{ma}) - (w_{sw} - w)i_v}{c_{pma}} \quad (4.3.45)$$

4.4. MÉTODO DE MERKEL.

En este apartado se desarrolla el método de Merkel [7].

Partiendo del volumen de control de la figura 89 y considerando que la temperatura de interfase es la temperatura que la del agua a refrigerar, el balance de conservación de masa en el volumen de control es:

$$m_a(1+w) + \left(m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) = m_a \left[1 + \left(w + \frac{dw}{dz} dz \right) \right] + m_w \quad (4.4.1)$$

El balance de conservación de masa en la interfase puede representarse por la siguiente ecuación:

$$\frac{dm_w}{dz} = m_a \frac{dw}{dz} \quad (4.4.2)$$

El balance energético del volumen de control es:

$$m_a i_{ma} + \left(m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) C_{pw} \left(T_w + \frac{dT_w}{dz} dz \right) = m_a \left(i_{ma} + \frac{di_{ma}}{dz} dz \right) + m_w C_{pw} T_w \quad (4.4.3)$$

Despreciando los términos de segundo orden, obtenemos:

$$m_w C_{pw} \frac{dT_w}{dz} + C_{pw} T_w \frac{dm_w}{dz} = m_a \frac{di_{ma}}{dz} \quad (4.4.4)$$

Substituyendo la ecuación (4.4.2) en la ecuación (4.4.4), obtenemos:

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{m_a}{m_w} \left(\frac{1}{C_{pw}} \frac{di_{ma}}{dz} - T_w \frac{dw}{dz} \right) \quad (4.4.5)$$

El calor total transferido puede dividirse en latente y sensible o en transferencia por masa y por convección:

$$dQ = dQ_m + dQ_c \quad (4.4.6)$$

Las transferencias de entalpía latente y sensible se escriben:

$$dQ_m = i_v \frac{dm_w}{dz} dz = i_v h_d (w_{sw} - w) dA \quad (4.4.7)$$

$$dQ_c = h(T_w - T_a) dA \quad (4.4.8)$$

Restando las ecuaciones de entalpía del aire a la temperatura del aire y la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua, obtenemos la diferencia de temperaturas en función de la diferencia de entalpías.

$$i_{masw} - i_{ma} \approx (C_{pa} + wC_{pw})(T_w - T_a) + (w_{sw} - w)i_v \quad (4.4.9)$$

$$T_w - T_a = \left[(i_{masw} - i_{ma}) - (w_{sw} - w)i_v \right] / C_{pma} \quad (4.4.10)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.4.7), (4.4.8), (4.4.10) en la ecuación (4.4.6), obtenemos:

$$dQ = h_d \left[\frac{h}{C_{pma}h_d} (i_{masw} - i_{ma}) + \left(1 - \frac{h}{C_{pma}h_d} \right) i_v (w_{sw} - w) \right] dA \quad (4.4.11)$$

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{1}{m_a} \frac{dQ}{dz} = \frac{h_d}{m_a} \frac{dA}{dz} \left[Le_f (i_{masw} - i_{ma}) + (1 - Le_f) i_v (w_{sw} - w) \right] \quad (4.4.12)$$

Sustituyendo el área de transferencia en la ecuación (4.4.12), obtenemos:

$$dA = a_{fi} A_{fi} dz \quad (4.4.13)$$

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{h_d a_{fi} A_{fi}}{m_a} \left[Le_f (i_{masw} - i_{ma}) + (1 - Le_f) i_v (w_{sw} - w) \right] \quad (4.4.14)$$

Como Merkel considera que el factor de Lewis es uno y las pérdidas por evaporación son despreciables, las ecuaciones (4.4.14) y (4.4.5) se simplifican, quedando:

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{h_d a_{fi} A_{fi}}{m_a} (i_{masw} - i_{ma}) \quad (4.4.15)$$

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{m_a}{m_w} \frac{1}{C_{pw}} \frac{di_{ma}}{dz} \quad (4.4.16)$$

Las ecuaciones (4.4.15) y (4.4.16) no resuelven las condiciones del aire a la salida del empaquetamiento, Merkel asume que el aire está saturado, para poder estimar la temperatura y densidad del aire.

Las ecuaciones (4.4.15) y (4.4.16) se combinan para formar la ecuación de Merkel:

$$\frac{h_d A}{m_w} = \frac{h_d a_{fi} A_{fi} L_{fi}}{m_w} = \frac{h_d a_{fi} L_{fi}}{G_w} = \int_{T_{wo}}^{T_{wi}} \frac{C_{pw} dT_w}{(i_{masw} - i_{ma})} = Me \quad (4.4.17)$$

Donde Me es el número de Merkel, frecuentemente representado como KaV/L, donde K=h_d, a=a_{fi}, V= Volumen/Afr y L=m_w/Afr.

Como hemos comentado anteriormente, existe la posibilidad de que el aire se sature antes de salir del empaquetamiento y el exceso de vapor de agua transferido al aire se condense como niebla. En tal caso, se introduce en el sistema una corrección mediante las siguientes fórmulas:

$$\frac{dm_w}{dz} = h_d a_{fi} A_{fr} [w_{sw} - w_{sa}] \quad (4.4.18)$$

$$i_{ss} = C_{pa} T_a + w_{sa} (i_{fgwo} + C_{pv} T_a) + (w - w_{sa}) C_{pw} T_a \quad (4.4.19)$$

Y procediendo de la misma forma que para obtener la ecuación (4.4.14), obtenemos:

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{h_d a_{fi} A_{fr}}{m_a} [Le_f (i_{masw} - i_{ss}) + (1 - Le_f) i_v (w_{sw} - w_{sa}) + Le_f (w - w_{sa}) C_{pw} T_w] \quad (4.4.20)$$

Como podemos observar en la figura 98, la entalpía del aire a lo largo del empaquetamiento es lineal por la naturaleza de la ecuación Merkel. El potencial de transferencia de calor y masa es dado por la diferencia entre la entalpía de saturación del agua a la temperatura del agua (superficie intercambio) y la entalpía del aire, siendo el número de Merkel función del área bajo la curva $1/(i_{masw} - i_{ma})$.

La integral de la ecuación (4.4.17) necesita ser evaluada por una técnica de integración numérica. British Standard y Cooling tower Institute recomiendan Chebyshev de 4 puntos, aunque el resultado de este método no es preciso para bajas aproximaciones.

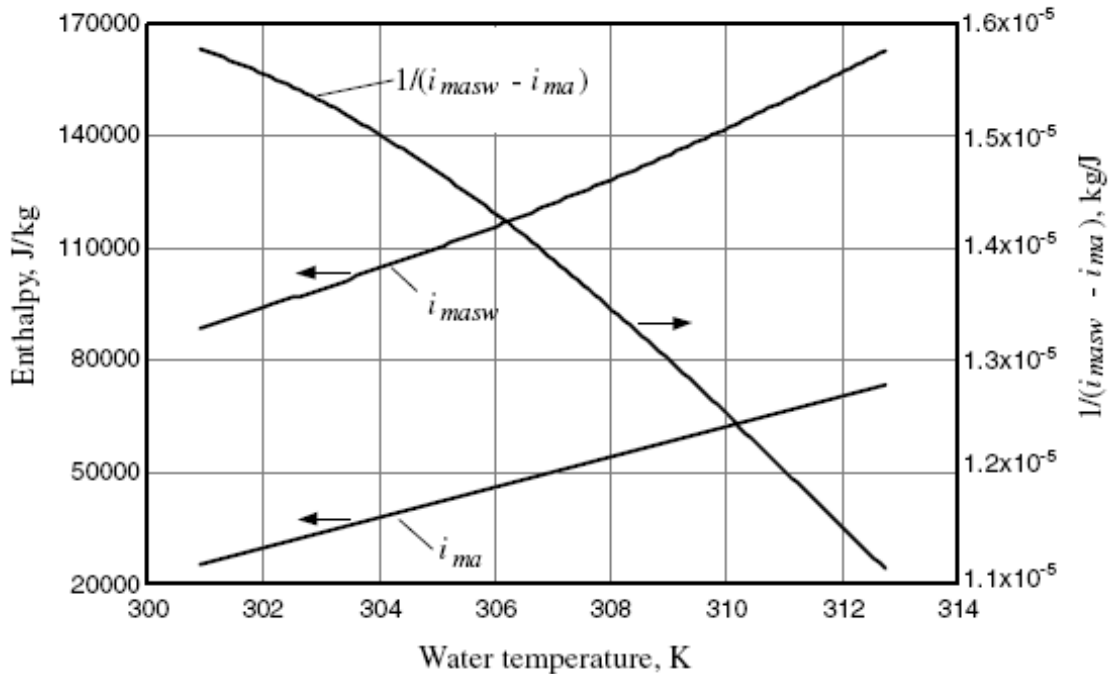


Figura 98. Diagrama de entalpía para del método de Merkel.

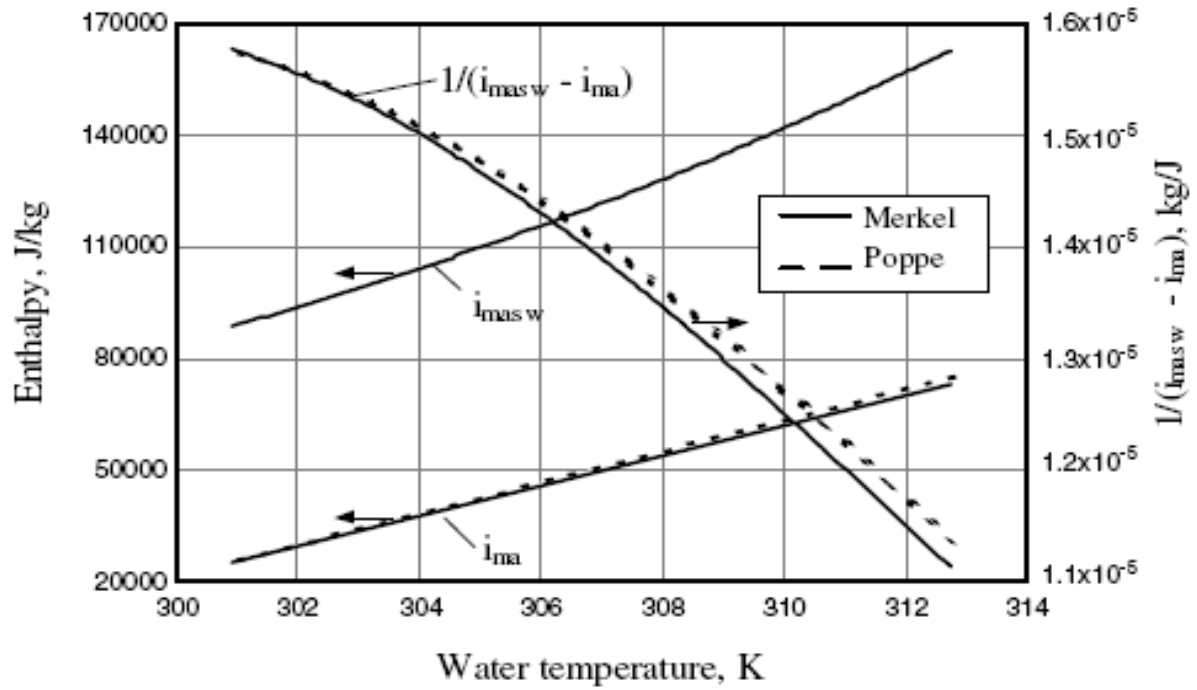


Figura 99. Diagrama de entalpía para el método de Merkel y Poppe.

4.5. MÉTODO ε -NTU.

En este apartado se desarrolla el método ε -NTU acorde al desarrollo de Jaber and Webb [11].

4.5.1. Ecuaciones para contraflujo:

Simplificando la ecuación (4.5.1), desarrollada en la sección 4 del capítulo 4 (4.4), con las suposiciones de Merkel, obtenemos la ecuación de la carga térmica (4.5.2).

$$dQ = h_d [Le_f(i_{masw} - i_{ma}) + (1 - Le_f)i_v(w_{sw} - w)] dA \quad (4.5.1)$$

$$dQ = h_d(i_{masw} - i_{ma})dA \quad (4.5.2)$$

Por otro lado, despreciando la evaporación en el balance de energía del volumen de control de la figura 89, obtenemos:

$$dQ = m_w C_{pw} dT_w = m_a di_{ma} \quad (4.5.3)$$

Introduciendo en (4.5.3) la pendiente de la entalpía de aire saturado a la temperatura del agua y despejando, obtenemos el diferencial de entalpía del aire saturado a la temperatura del agua:

$$dQ = m_w C_{pw} di_{masw} / (di_{masw} / dT_w) = m_a di_{ma} \quad (4.5.4)$$

$$di_{masw} = dQ (di_{masw} / dT_w) / (m_w C_{pw}) \quad (4.5.5)$$

Restando a la ecuación (4.5.5) el diferencial de entalpía del aire, obtenemos:

$$di_{masw} - di_{ma} = d(i_{masw} - i_{ma}) = dQ \left[(di_{masw} / dT_w) / (m_w C_{pw}) - 1 / m_a \right] \quad (4.5.6)$$

Combinando la ecuación (4.5.6) junto con la ecuación (4.5.2), obtenemos:

$$\frac{d(i_{masw} - i_{ma})}{(i_{masw} - i_{ma})} = h_d \left(\frac{(di_{masw} / dT_w)}{m_w C_{pw}} - \frac{1}{m_a} \right) dA \quad (4.5.7)$$

La ecuación (4.5.7) coincide con la ecuación del método ε -NTU para intercambiadores de calor si la capacitancia del fluido frío es m_a y la capacitancia del fluido caliente es $m_w C_{pw} / (di_{masw} / dT_w)$.

Imaginando un intercambiador seco, el calor máximo transferido se consigue para una configuración en contraflujo infinita, donde uno de los fluidos experimenta la diferencia de temperaturas máxima. Si suponemos que las capacitancias son $C_a < C_w$ entonces $dT_a > dT_w$ y como el intercambio es infinito, el aire se calentaría desde la temperatura de entrada del aire hasta la temperatura de entrada del agua. De manera análoga, en

empaquetamientos, el calor máximo transferido es la capacitancia mínima por la diferencia entre la entalpía del aire saturado a la temperatura de entrada del agua y la entalpía del aire a la temperatura de entrada.

Existen dos casos posibles, que m_a sea mayor o menor que $m_w c_{pw} / (di_{masw} / dT_w)$, el máximo entre m_a y $m_w c_{pw} / (di_{masw} / dT_w)$ es representado como C_{max} y el mínimo como C_{min} .

Para el desarrollo del método vamos a definir los siguientes términos:

- i. El gradiente de saturación del aire es aproximado por:

$$\frac{di_{masw}}{dT_w} = \frac{i_{maswi} - i_{maswo}}{T_{wi} - T_{wo}} \quad (4.5.8)$$

- ii. El ratio de capacidades:

$$C = C_{min} / C_{max} \quad (4.5.9)$$

- iii. La ecuación (4.5.10) representa la eficiencia. λ es el factor de corrección para mejorar la aproximación de la curva i_{masw} frente T_w como una línea recta y i_{masw} representa la entalpía del aire saturado a la temperatura media del agua $T_{wm} = (T_{wi} - T_{wo}) / 2$.

$$e = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{m_w c_{pw} (T_{wi} - T_{wo})}{C_{min} (i_{maswi} - \lambda - i_{mai})} \quad (4.5.10)$$

$$\lambda = (i_{maswo} + i_{maswi} - 2i_{maswm}) / 4 \quad (4.5.11)$$

- iv. El número de unidades de transferencia de calor para contraflujo es (ver desarrollo más adelante)

$$NTU = \frac{1}{1 - C} \ln \frac{1 - eC}{1 - e} \quad (4.5.12)$$

I. Caso 1

$$m_w c_{pw} / (di_{masw} / dT_w) < m_a$$

Donde la capacitancia mínima sería $m_w c_{pw} / (di_{masw} / dT_w)$ y la máxima m_a .

La capacitancia evaporativa viene dada por:

$$C_e = C_{emin} / C_{emax} = m_w c_{pw} / [(di_{masw} / dT_w) m_a] \quad (4.5.13)$$

Sustituyendo (4.5.9) en (4.5.7), obtenemos:

$$\frac{d(i_{masw} - i_{ma})}{(i_{masw} - i_{ma})} = \frac{h_d(d i_{masw} / dT_w)(1 - C_e)dA}{m_w C_{pw}} \quad (4.5.14)$$

Integrando (4.5.14) entre la entrada y la salida, obtenemos:

$$(i_{maswo} - i_{mai}) / (i_{maswi} - i_{mao}) = \exp[-NTU_e(1 - C_e)] \quad (4.5.15)$$

Con NTU definido como:

$$NTU_e = h_d A (d i_{masw} / dT_w) / (m_w C_{pw}) \quad (4.5.16)$$

Para obtener la carga térmica integramos la ecuación (4.5.4):

$$Q = m_w C_{pw} (T_{wi} - T_{wo}) = m_a (i_{mao} - i_{mai}) \quad (4.5.17)$$

La máxima diferencia de entalpías es:

$$Q_{max} \approx m_w C_{pw} (i_{maswi} - i_{mai}) / (d i_{masw} / dT_w) = m_a C_e (i_{maswi} - i_{mai}) \quad (4.5.18)$$

Combinando las ecuaciones (4.5.10), (4.5.14), (4.5.17) y (4.5.18a), obtenemos la ecuación (4.5.19):

$$e_e = (i_{maswi} - i_{maswo}) / (i_{maswi} - i_{mai}) \quad (4.5.19)$$

Combinando las ecuaciones (4.5.10), (4.5.14), (4.5.17) y (4.5.18b), obtenemos la ecuación (4.5.20):

$$C_e e_e = (i_{mao} - i_{mai}) / (i_{maswi} - i_{mai}) \quad (4.5.20)$$

Con ambas ecuaciones, (4.5.19) y (4.5.20), obtenemos:

$$(e_e - 1) / (e_e C_e - 1) = (i_{maswo} - i_{mai}) / (i_{maswi} - i_{mao}) \quad (4.5.21)$$

Operando la ecuación (4.5.21) junto con la ecuación (4.5.15), se obtiene la ecuación ε -NTU:

$$e_e = \frac{1 - \exp[-NTU_e(1 - C_e)]}{1 - C_e \exp[-NTU_e(1 - C_e)]} \quad (4.5.22)$$



II. Caso 2:

$$m_a < m_w C_{pw} / (d_{imasw} / dT_w)$$

Se llega a la ecuación (4.5.22) con el procedimiento anterior pero utilizando:

$$C_e = m_a (d_{imasw} / dT_w) / (m_w C_{pw}) \quad (4.5.23)$$

$$Me_e = \frac{m_a}{m_w} NTU \quad (4.5.24)$$

4.5.2. Ecuaciones para flujo cruzado:

Para flujo cruzado, el método ϵ -NTU contempla cuatro posibilidades en función de si el aire y agua están mezclados o sin mezclar. NTU se obtiene de forma iterativa para las cuatro configuraciones.

- i. Para ambos flujos sin mezclar:

$$e = 1 - \exp[NTU^{0.22} [\exp(-C \cdot NTU^{0.78}) - 1]/C] \quad (4.5.25)$$

- ii. Para ambos flujos mezclados:

$$e = \left[\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{C}{1 - \exp(-C \cdot NTU)} - \frac{1}{NTU} \right]^{-1} \quad (4.5.26)$$

- iii. Para C_{\max} mezclado y C_{\min} sin mezclar:

$$e = (1 - \exp\{-C[1 - \exp(-NTU)]\})/C \quad (4.5.27)$$

- iv. Para C_{\max} sin mezclar y C_{\min} mezclado:

$$e = 1 - \exp\{-[1 - \exp(-C \cdot NTU)]/C\} \quad (4.5.28)$$

El resto sigue el mismo procedimiento que para contraflujo pero con:

$$e = 1 - \exp[NTU^{0.22} [\exp(-C \cdot NTU^{0.78}) - 1]/C] \quad (4.5.29)$$

4.6. EVALUACIÓN DE LAS SUPOSICIONES DE MERKEL.

La teoría de Merkel realiza suposiciones críticas [16] para simplificar el cálculo de transferencia de calor y masa, alejando el método de una representación rigurosa del proceso.

Las suposiciones de la teoría de Merkel son:

- i. El factor de Lewis es igual a 1.
- ii. Desprecia la evaporación de agua en el balance de energía.
- iii. El aire de la salida del empaquetamiento es saturado y caracterizado únicamente por su entalpía

El método de Poppe mejora la precisión de la caracterización de la transferencia de calor y masa al no aplicar las simplificaciones anteriores. El número de Merkel se incrementa aproximadamente un 9% mediante el método de Poppe, diferencia que aumenta para condiciones ambiente con las cuales se obtenga el aire de salida en un estado diferente a la saturación.

I. Factor de Lewis:

La mayoría de investigaciones determinan el factor de Lewis entre 0.6-1.4 y varía en función de la humedad del aire en la superficie de contacto aire-agua. En el método de Poppe, el valor de Lewis es definido por la ecuación propuesta por Bosnjakovic [14].

A medida que aumenta el factor de Lewis, más calor se disipa en la torre, incrementando la temperatura de salida del aire y disminuyendo la temperatura de salida del agua, por lo que es un factor clave para una buena representación de la transferencia de calor y masa.

En la investigación de Kröger y Kloppers, el efecto de modificar el factor de Lewis es muy importante, siendo un efecto crítico para temperaturas ambiente menores de 26°C, efecto que se puede verificar con investigaciones, como el estudio de Grange [17].

Aunque la temperatura de salida del agua y el calor disipado son cercanos, independientemente de suponer el valor del factor de Lewis igual a 1, la cantidad de agua evaporada y la temperatura de salida del agua varían significativamente. Para un factor de Lewis acorde a Bosnjakovic [14], la cantidad de agua evaporada es mayor.

II. Evaporación:

En el balance de energía realizado en el método de Merkel, se desprecia el efecto de la cantidad de agua evaporada.

$$m_w c_{pwm} dT_w = m_a di_{ma} \quad (4.6.1)$$

$$Q = m_w c_{pwm} (T_{wi} - T_{wo}) = m_a (i_{mao} - i_{mai}) \quad (4.6.2)$$

Se puede modificar el balance de energía llevado a cabo por Merkel, incluyendo las siguientes formulas en el método de Merkel:

$$m_{w(evap)} = m_a (w_i - w_o) \quad (4.6.3)$$

$$Q = m_{wi} c_{pwm} T_{wi} - (m_{wi} - m_{w(evap)}) c_{pwm} T_{wo} = m_a (i_{mao} - i_{mai}) \quad (4.6.4)$$

Con esta modificación sobre el método de Merkel, se obtienen valores más cercanos al método de Poppe, muy importante a la hora de calcular torres de refrigeración naturales porque se necesita evaluar bien la temperatura de salida del aire, al influir sobre la densidad del aire y presión dentro de la torre.

III. Porcentaje de saturación del aire de salida:

En el método de Merkel, el aire se considera saturado a la salida, pero el aire puede estar subsaturado o sobresaturado. Para mostrar el efecto de esta suposición, vamos a mostrar el camino a través del diagrama psicrométrico para los casos no tenidos en cuenta en el método de Merkel, es decir, para el aire de salida subsaturado y sobresaturado.

Para el caso sobresaturado podemos observar en el psicrométrico que el camino del aire a través del empaquetamiento es parecido para ambos métodos, teniendo poca influencia en la temperatura de salida del aire porque la línea de entalpía constante, en la región sobresaturada, es próxima a la vertical, y la pequeña diferencia de temperaturas entre 2a y 2b se podría reducir utilizando la corrección de las formulas expuestas en el apartado dos.

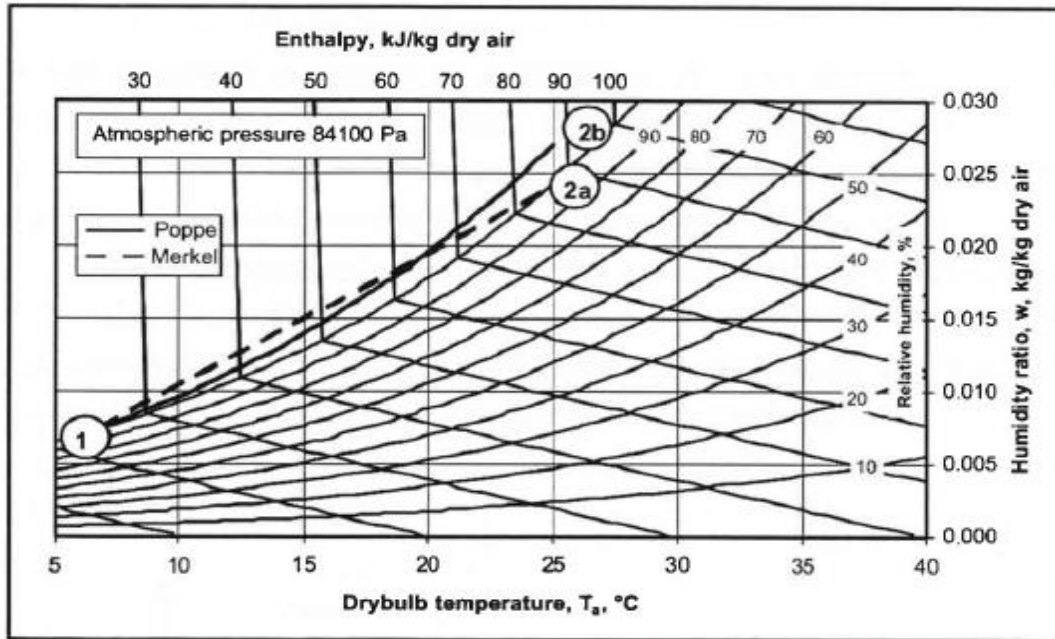


Figura 100. Diagrama psicrométrico para el caso sobresaturado.

Para el caso subsaturado, la línea de entalpía constante es cercana a la horizontal y las temperaturas de salida del aire para cada método son bastante diferentes, mostrando el método de Merkel una gran imprecisión a la hora de calcular esta temperatura.

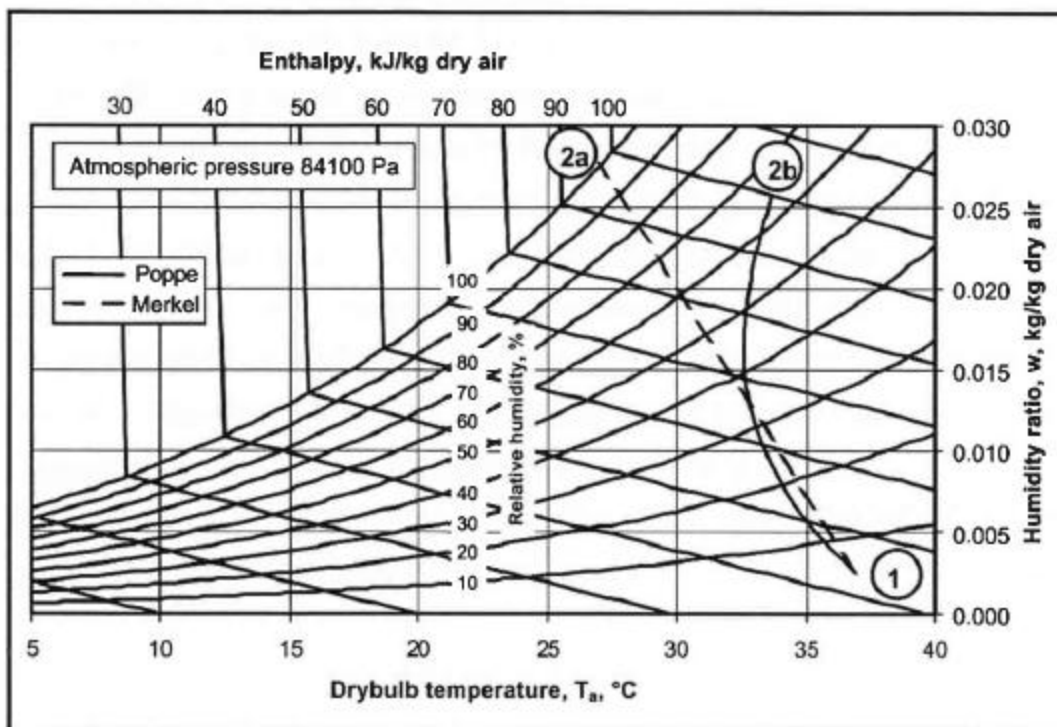


Figura 101. Diagrama psicrométrico para el caso subsaturado.

Como podemos observar en el diagrama anterior, el aire también puede ser enfriado, esto se debe a que en un determinado caso, la humedad específica de saturación del aire a la temperatura del agua es mayor que la humedad específica del aire a la temperatura del aire ($w_{sw} > w$), pero la temperatura del aire es mayor que la temperatura del agua ($T_a > T_w$). Por lo tanto, la transferencia de calor latente sería del agua al aire ($w_{sw} > w$), mientras que el calor sensible se transfiere del aire al agua ($T_a > T_w$), quedando la transferencia neta de entalpía del agua hacia el aire ($i_{masw} > i_{ma}$).

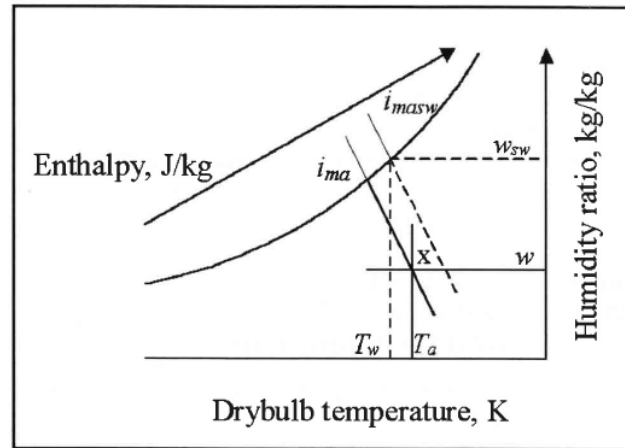


Figura 102. Diagrama psicométrico.

A pesar de que la temperatura del aire a la salida de la torre es inferior a la temperatura ambiente, existe una corriente de aire a través de la torre porque la masa molar del vapor es menor que la masa molar del aire a la misma temperatura, es decir, la densidad de la mezcla aire-vapor dentro de la torre es inferior a la densidad del aire con menor humedad de fuera de la torre. Ésta es una de las razones por la que Merkel es muy ineficaz para el cálculo de torres naturales.

Como podemos observar en la figura 103, la diferencia en el diagrama de entalpía entre ambos métodos hace que el número de Merkel sea mayor para el método de Poppe, especialmente para temperaturas del agua altas.

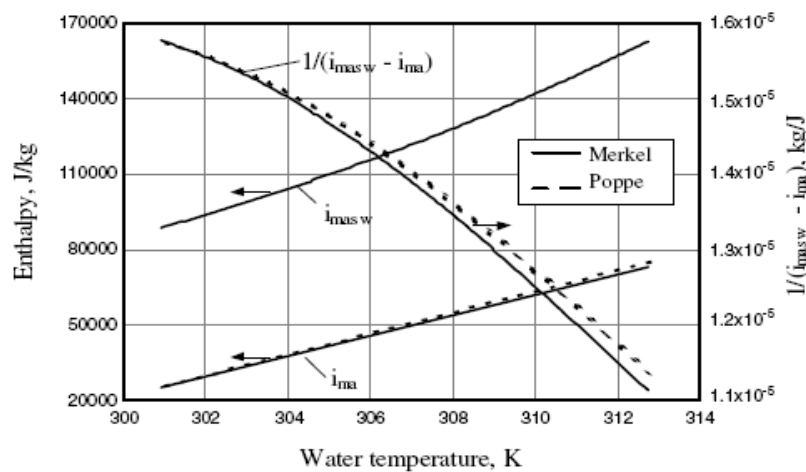


Figura 103. Diagrama de entalpías para el método de Merkel y Poppe.

4.7. INFLUENCIA DEL FACTOR DE LEWIS.

La tendencia observada en las investigaciones de transferencia de calor y masa es el empleo de la ecuación de Bosnjakovic [14], que determina el factor de Lewis como una función de las humedades específicas de la superficie de contacto, dando el resultado aproximado de 0,92. A continuación, un resumen de la influencia del valor del factor de Lewis sobre el performance [18]:

I. Calor disipado:

A mayor factor de Lewis, mayor calor disipado para temperaturas del aire bajas y menor para temperaturas del aire altas.

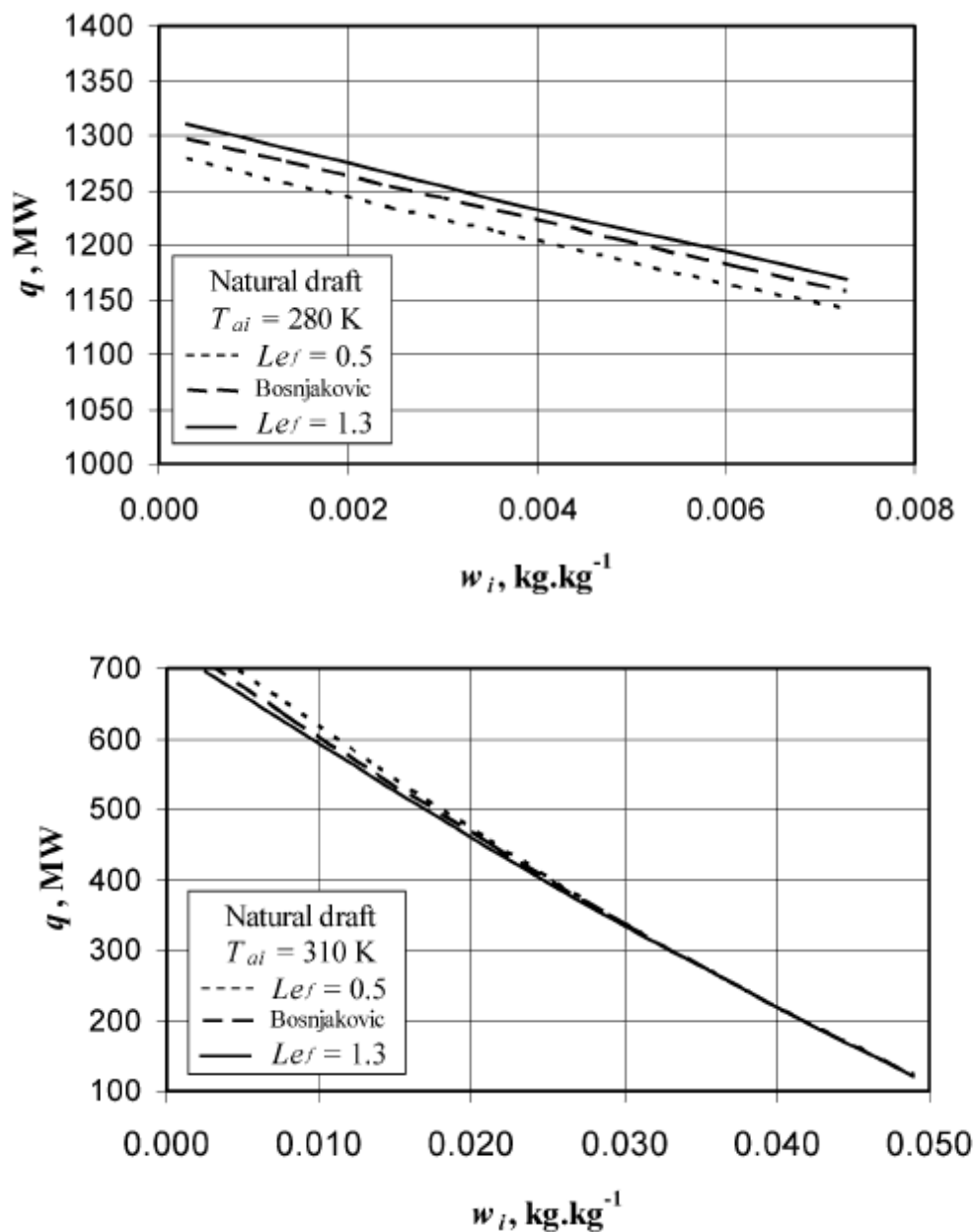


Figura 104. Calor disipado en función de la humedad del aire de entrada y del factor de Lewis.

II. Temperatura de salida del agua:

A mayor factor de Lewis, menor temperatura de salida del agua para temperaturas del aire bajas y mayor para temperaturas del aire altas.

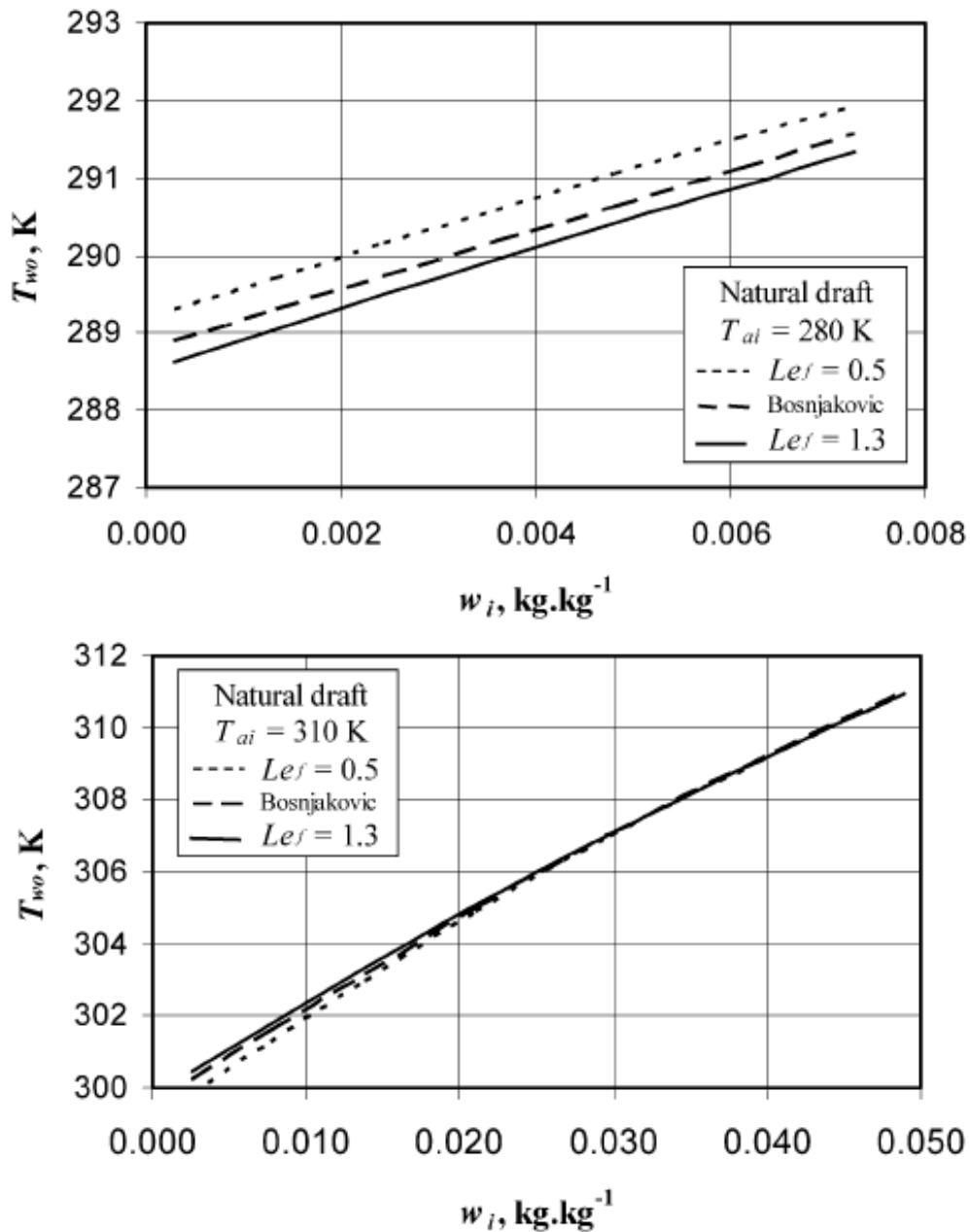


Figura 105. Temperatura de salida del agua en función de la humedad del aire de entrada y del factor de Lewis.

III. Caudal de agua evaporada:

El caudal de evaporación es mayor a menor valor del factor de Lewis.

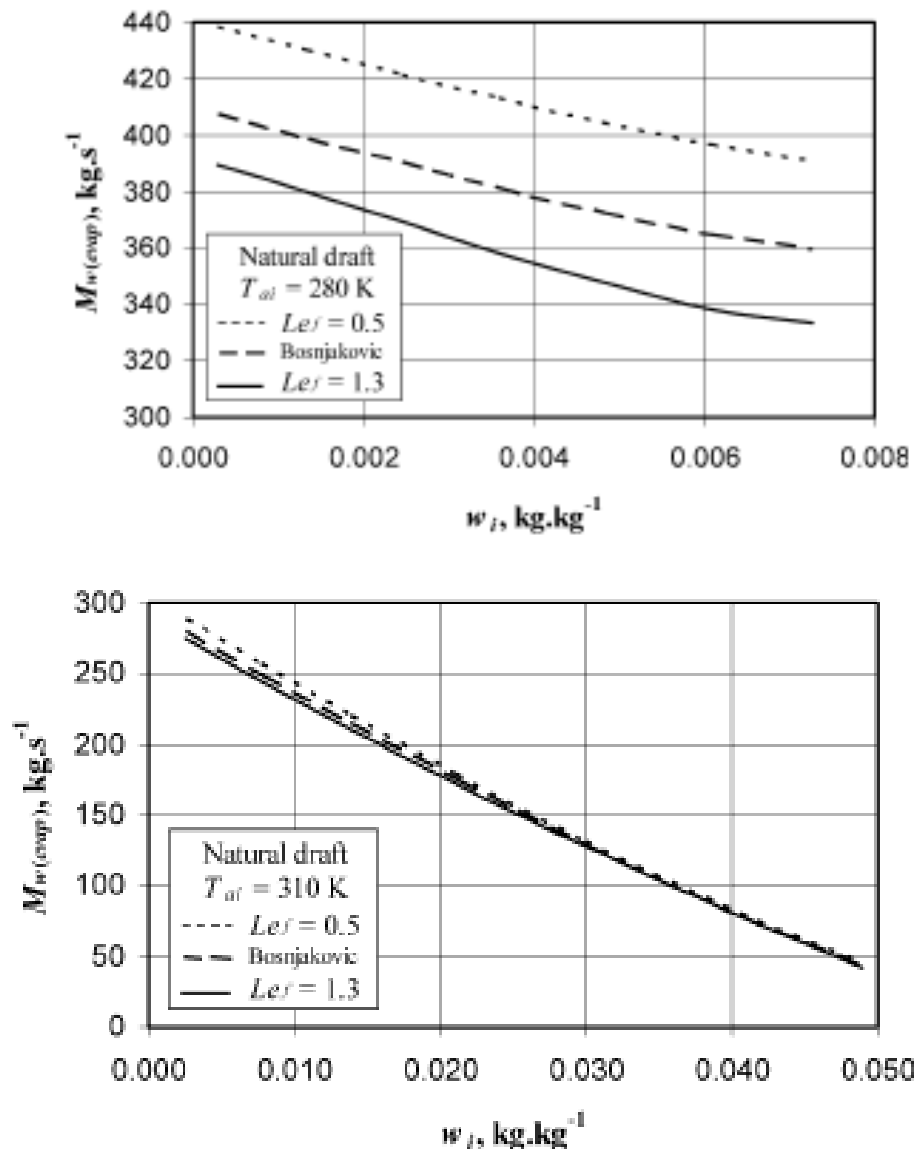


Figura 106. Caudal de agua evaporada en función de la humedad del aire de entrada y del factor de Lewis.

IV. Temperatura de salida del aire:

A mayor factor de Lewis, mayor temperatura de salida del aire.

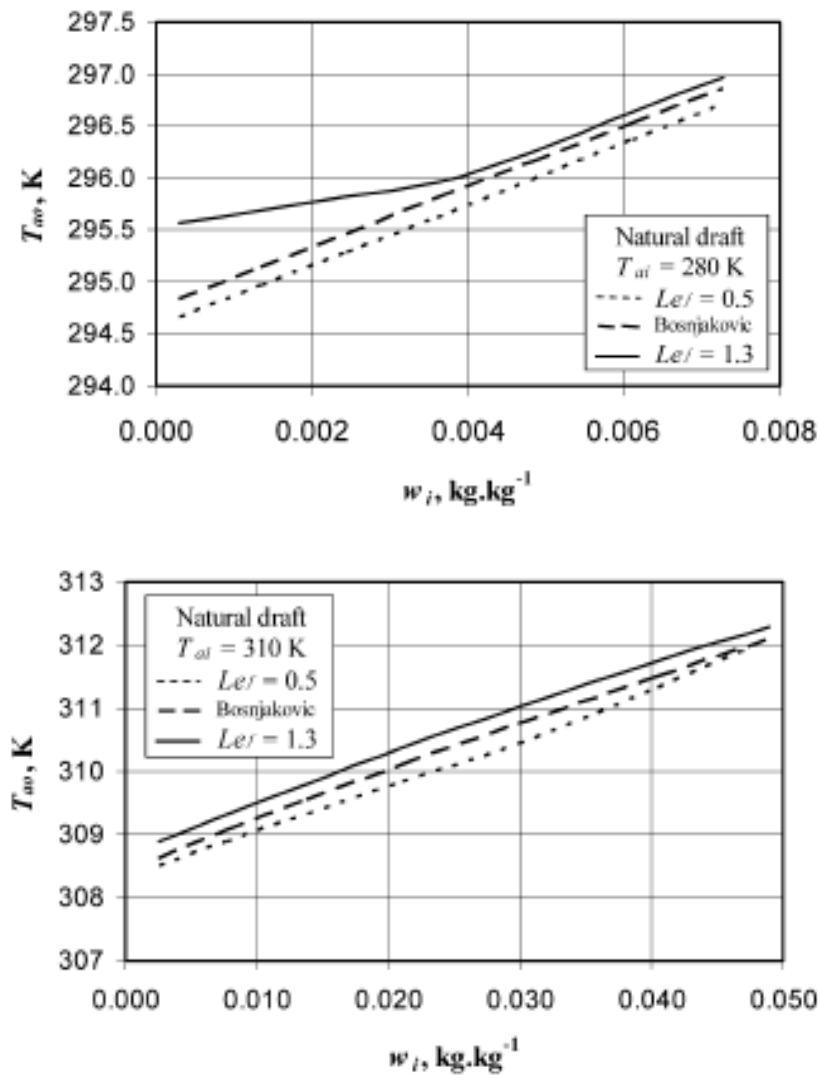


Figura 107. Temperatura de salida del aire en función de la humedad del aire de entrada y factor de Lewis.

Como conclusión, el factor de Lewis tiene menor influencia en ambientes húmedos, influencia que se hace mayor para ambiente secos, salvo para determinar el valor de la humedad específica del aire a la salida, que siempre tiene una fuerte relación. Además, la influencia del factor de Lewis es mayor a bajas temperaturas ambiente, por lo que será crucial en aplicaciones en ambientes secos y fríos.

4.8. EJEMPLOS ILUSTRATIVOS.

4.8.1.Caso contraflujo:

Durante un performance test de una torre de refrigeración [19] en contraflujo con un empaquetamiento de película de metal de altura $L_{fi}=1.878\text{m}$ (1.5m x 1.5m), se han recogido los siguientes datos:

Atmospheric pressure $p_{atm} = 101712.27 \text{ Pa}$
 Air inlet temperature $T_{ai} = 9.7^\circ\text{C}$ (282.85 K)
 Air inlet temperature (wet-bulb) $T_{wb} = 8.23^\circ\text{C}$ (281.38 K)
 Dry air mass flow rate $m_a = 4.134 \text{ kg/s}$
 Water inlet temperature $T_{wi} = 39.67^\circ\text{C}$ (312.82 K)
 Water outlet temperature $T_{wo} = 27.77^\circ\text{C}$ (300.92 K)
 Inlet water mass flow rate $m_w = 3.999 \text{ kg/s}$

Aplicando el método de Poppe sobre el empaquetamiento, dividido en dos intervalos, y utilizando Runge-Kutta, obtenemos:

$$i_{mao} = 75378 \text{ J/kg}$$

$$w_o = 0.02226 \text{ kg vapor/kg aire seco}$$

$$T_{ao} = 24.7008^\circ\text{C}$$

$$M_{ep} = 0.7341$$

En la siguiente tabla podemos observar los valores obtenidos para el problema planteado, resuelto con los tres métodos de cálculo:

	Merkel	Poppe	ε -NTU
Q(MW)	0.1987946	0.2070577	0.1987946
ΔT_a ($^\circ\text{C}$)	14.58	15.00	14.58
Δw (kg/kg)	0.01305164	0.01609	0.01305164
Me	0.68468	0.7341	0.6770926

Tabla 5. Resultados caso contraflujo.

El número de Merkel es un 7.2% mayor para la solución aplicando el método de Poppe que para la solución aplicando el método de Merkel.

4.8.2. Caso flujo cruzado:

Las ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan el problema se resuelven mediante el método de Gauss-Seidel iterativo punto a punto a lo largo del dominio bidimensional, utilizando diferencias finitas.

I. Método de Poppe:

Las ecuaciones que gobiernan la transferencia de calor en un empaquetamiento en flujo cruzado deben ser satisfechas, en cada vértice del dominio computacional, antes de que se obtenga la convergencia.

Por ejemplo, en la figura 108, el dominio se divide en 50 intervalos en ambas direcciones, aunque la línea divisoria tendrá cambios de pendiente menos bruscos si utilizamos más intervalos. Como se puede observar, el aire satura antes de dejar el empaquetamiento, especialmente en la parte más alta del empaquetamiento.

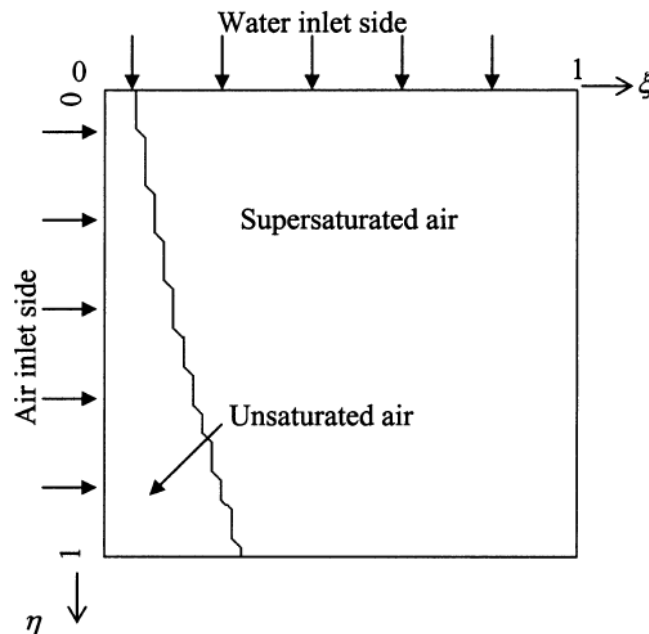


Figura 108. Estado del aire en un empaquetamiento cruzado adimensional.

En este apartado mostraremos el resultado del problema de demanda planteado en la sección anterior para una configuración en flujo cruzado [19].

La figura 109 muestra la evolución de la temperatura del agua, el caudal de agua por superficie, el factor de Lewis, la entalpía del aire, la temperatura del aire y la humedad específica del aire a lo largo del dominio adimensional. Como podemos observar, la refrigeración del agua es más efectiva en el lado de entrada del aire porque el contacto con aire frío decae a lo largo del empaquetamiento y la evaporación de agua es mayor en la entrada de aire, donde el aire es más seco.

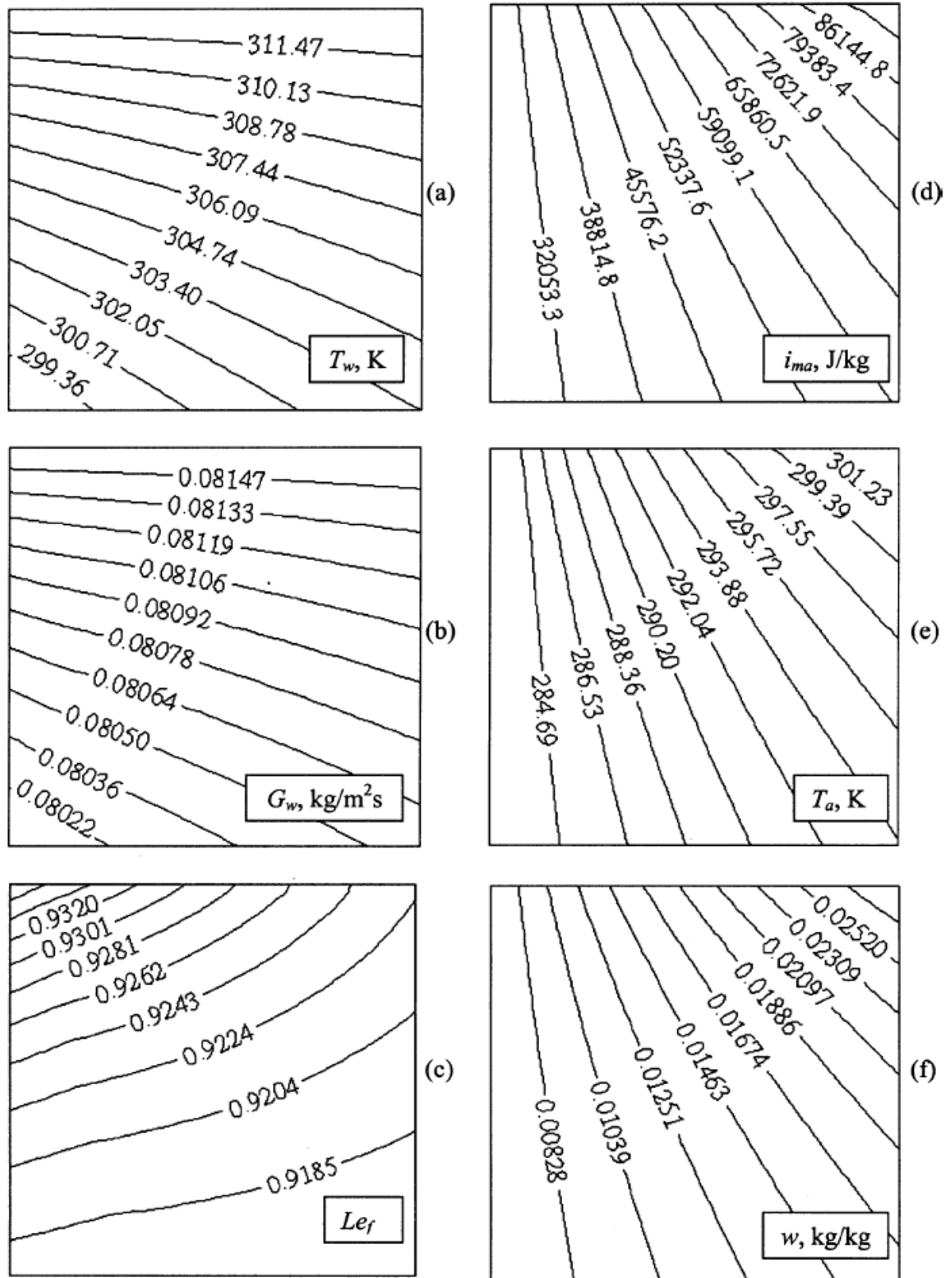


Figura 109. Evolución de parámetros acorde a la aplicación del método de Poppe. [19]

En la tabla 6 podemos observar los valores de calor refrigerado, temperatura de salida del aire, caudal de agua evaporado y número de Merkel.

	Poppe	Merkel	ϵ -NTU ₁	ϵ -NTU ₂	ϵ -NTU ₃	ϵ -NTU ₄
Q , MW	0.2065	0.1988	0.1988	0.1988	0.1988	0.1988
T_{a0} , K	297.84	297.43	297.43	297.43	297.43	297.43
$m_{w(\text{evap})}$, kg/s	0.0628	0.0540	0.0540	0.0540	0.0540	0.0540
Me	0.7976	0.7395	0.7405	0.7751	0.7589	0.7486

Tabla 6. Resultados caso flujo cruzado. [19]

II. Método de Merkel:

La figura 110 muestra la temperatura del agua y entalpía del aire para el método de Merkel. Los valores numéricos aparecen en la tabla 6, donde podemos observar que la temperatura media y entalpía media del aire a la salida son menores que cuando aplicamos el método de Poppe.

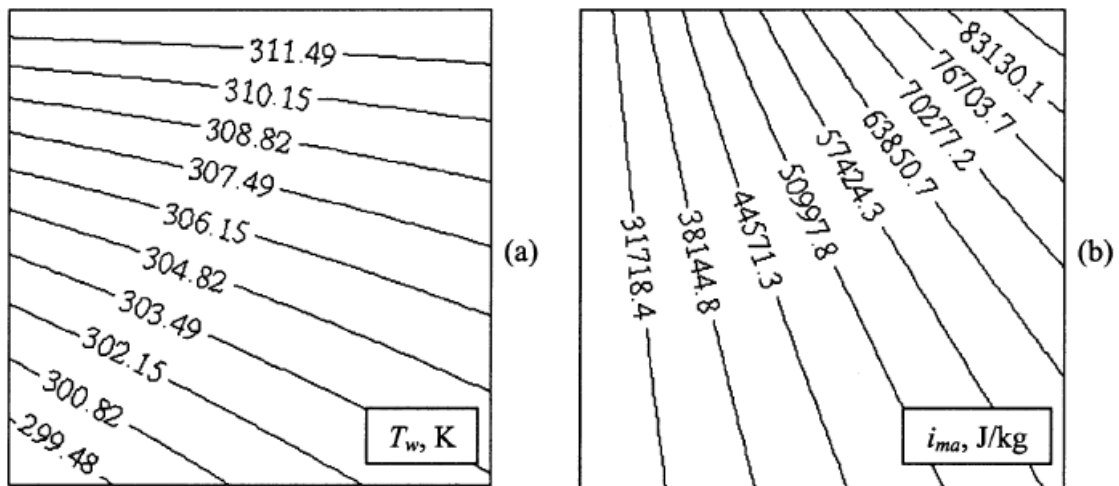


Figura 110. Evolución de parámetros acorde a la aplicación del método de Merkel. [19]

III. Método ϵ -NTU

En la tabla 6 podemos observar los valores medios para el caso ϵ -NTU. La columna ϵ -NTU 1 representa el caso de flujo cruzado con ambos flujos sin mezclar, ϵ -NTU 2 ambos flujos mezclados, ϵ -NTU 3 C_{\max} mezclado y C_{\min} sin mezclar, y en ϵ -NTU 4, C_{\max} sin mezclar y C_{\min} mezclado.

IV. Comparación de métodos:

La tabla 6 muestra los valores obtenidos aplicando cada método al problema planteado en el apartado anterior. Para cada método obtenemos un valor de Merkel diferente, por esto es necesario utilizar el mismo método para el fill performance test que para el cálculo de diseño de la torre.

Como podemos observar en la tabla 6, los valores de calor refrigerado, temperatura de salida del agua y masa de agua evaporada son idénticos para los 4 casos de ϵ -NTU y para Merkel, ya que las suposiciones son las mismas, el aire de salida se considera saturado.

Las tablas 7-10 [15] muestran más ejemplos para ilustrar las diferencias de los métodos a distintas temperaturas del aire, son realizadas con la temperatura de entrada del agua a 45°C y de salida de 35°C. La presión atmosférica, el caudal de aire y el caudal de agua son iguales que en el ejemplo ilustrativo.

Podemos observar que la cantidad de agua evaporada y la temperatura de salida del aire son cercanos al aplicar los tres métodos para los casos de la tabla 7, 9 y 10, pero en la tabla 8 se obtienen grandes diferencias porque el aire a la salida es subsaturado.

	Poppe	Merkel	ϵ -NTU ₁	ϵ -NTU ₂	ϵ -NTU ₃	ϵ -NTU ₄
Q , MW	0.1752	0.1670	0.1670	0.1670	0.1670	0.1670
T_{ao} , K	308.45	308.16	308.16	308.16	308.16	308.16
$m_{w(evap)}$, kg/s	0.0582	0.0532	0.0532	0.0532	0.0532	0.0532
Me	0.8973	0.8270	0.8083	0.9492	0.9029	0.8530

Tabla 7. Resultados del empaquetamiento en flujo cruzado ($T_{ai}=28^{\circ}\text{C}$, $T_{wb}=27,8^{\circ}\text{C}$)

	Poppe	Merkel	ϵ -NTU ₁	ϵ -NTU ₂	ϵ -NTU ₃	ϵ -NTU ₄
Q , MW	0.1745	0.1670	0.1670	0.1670	0.1670	0.1670
T_{ao} , K	304.83	296.43	296.43	296.43	296.43	296.43
$m_{w(evap)}$, kg/s	0.0621	0.0733	0.0733	0.0733	0.0733	0.0733
Me	0.3897	0.3670	0.3711	0.3690	0.3678	0.3662

Tabla 8. Resultados del empaquetamiento en flujo cruzado ($T_{ai}=28^{\circ}\text{C}$, $T_{wb}=10^{\circ}\text{C}$)

	Poppe	Merkel	ϵ -NTU ₁	ϵ -NTU ₂	ϵ -NTU ₃	ϵ -NTU ₄
Q , MW	0.1734	0.1670	0.1670	0.1670	0.1670	0.1670
T_{ao} , K	294.99	294.63	294.63	294.63	294.63	294.63
$m_{w(evap)}$, kg/s	0.0540	0.0417	0.0417	0.0417	0.0417	0.0417
Me	0.3663	0.3457	0.3501	0.3470	0.3461	0.3449

Tabla 9. Resultados del empaquetamiento en flujo cruzado ($T_{ai}=7^{\circ}\text{C}$, $T_{wb}=6,8^{\circ}\text{C}$)



	Poppe	Merkel	$e\text{-NTU}_1$	$e\text{-NTU}_2$	$e\text{-NTU}_3$	$e\text{-NTU}_4$
Q , MW	0.1739	0.1670	0.1670	0.1670	0.1670	0.1670
T_{ao} , K	291.85	291.36	291.36	291.36	291.36	291.36
$m_{w(\text{evap})}$, kg/s	0.0539	0.0474	0.0474	0.0474	0.0474	0.0474
Me	0.3367	0.3159	0.3205	0.3165	0.3159	0.3150

Tabla 10. Resultados del empaquetamiento en flujo cruzado ($T_{ai}=7^\circ\text{C}$, $T_{wb}=1^\circ\text{C}$)

4.8.3.Comparación según configuraciones:

El empaquetamiento analizado en el caso de flujo cruzado se simula en contraflujo para las mismas condiciones de operación y se obtiene:

	Merkel	Poppe	ε -NTU
Q, MW	0.1987946	0.211380	0.1987946
Tao K	297.428	298.1192	297.428
m_{wevap} kg/s	0.05395610	0.0649723	0.05395610
Me	0.68468	0.741356	0.6770926

Tabla 11. Resultado para caso de comparación en contraflujo.

Comparando los resultados para el caso de contraflujo y el caso de flujo cruzado en las mismas condiciones operativas y las mismas condiciones ambiente, podemos observar que para el cálculo mediante los métodos de Merkel y ε -NTU no existe variación en la carga térmica, temperatura del aire a la salida y humedad específica del aire a la salida entre los resultados para ambas configuraciones, debido utilizar el mismo rango y considerar el aire saturado a la salida del empaquetamiento. El valor del número de Merkel aumenta un 7% para el caso en flujo cruzado para el método de Merkel.

Para el resultado aplicando el método de Poppe, la carga térmica, la temperatura del aire a la salida y la humedad específica del aire a la salida no son iguales para ambas configuraciones. La carga térmica, la temperatura del aire a la salida y la humedad específica del aire a la salida son superiores para el caso en contraflujo, porque se necesita mayor superficie de transferencia en una torre de flujo cruzado para refrigerar la misma carga térmica.

4.9. PROPIEDADES TERMOFÍSICAS.

Las propiedades termofísicas utilizadas por Kloppers y Kröger [13] [15] son validas para temperaturas entre 273.15 K y 380K. Utilizan, como entrada en las formulas, temperaturas en grados Kelvin.

- i. La entalpía de la mezcla aire-vapor:

$$i_{ma} = c_{pa}(T - 273.15) + w[i_{fgwo} + c_{pv}(T - 273.15)] \text{ J/kg dry air} \quad (4.9.1)$$

Donde i_{fgwo} es el calor latente evaluado a 273.15 K.

- ii. El calor específico del aire seco:

$$c_{pa} = 1.045356 \times 10^3 - 3.161783 \times 10^{-1} + 7.083814 \times 10^{-4}T^2 - 2.705209 \times 10^{-7}T^3 \text{ J/kg K} \quad (4.9.2)$$

La presión de vapor del vapor saturado se obtiene con la siguiente fórmula:

$$p_v = 10^z \text{ N/m}^2 \quad (4.9.3)$$

Donde

$$\begin{aligned} z = & 10.79586(1 - 273.16/T) + 5.02808 \log_{10}(273.16/T) \\ & + 1.50474 \times 10^{-4}[1 - 10^{-8.29692\{(T/273.16)-1\}}] + 4.2873 \\ & \times 10^{-4}[10^{4.76955(1-273.16/T)} - 1] + 2.786118312 \end{aligned} \quad (4.9.4)$$

- iii. El calor específico del vapor saturado:

$$c_{pv} = 1.3605 \times 10^3 + 2.31334T - 2.46784 \times 10^{-10}T^5 + 5.91332 \times 10^{-13}T^6 \text{ J/kg K} \quad (4.9.5)$$

- iv. El calor específico de la mezcla aire-vapor:

$$c_{pma} = (c_{pa} + wc_{pv}) \text{ J/Kkg dry air} \quad (4.9.6)$$

- v. La humedad específica:

$$\begin{aligned} w = & \left(\frac{2501.6 - 2.3263(T_{wb} - 273.15)}{2501.6 + 1.8577(T - 273.15) - 4.184(T_{wb} - 273.15)} \right) \left(\frac{0.62509p_{vwb}}{p_a - 1.005p_{vwb}} \right) \\ & \times \left(- \frac{1.00416(T - T_{wb})}{2501.6 + 1.8577(T - 273.15) - 4.184(T_{wb} - 273.15)} \right) \end{aligned} \quad (4.9.7)$$

Donde p_{vwb} es la presión de vapor (4.9.3) evaluada a la temperatura de bulbo húmedo.



vi. El calor específico del agua:

$$c_{pw} = 8.15599 \times 10^3 - 2.80627 \times 10T + 5.112 \times 10^{-2}T^2 - 2.17582 \times 10^{-13}T^6 \text{ J/kgK} \quad (4.9.8)$$

vii. El calor latente del agua:

$$i_{fgw} = 3.4831814 \times 10^6 - 5.8627703 \times 10^3T + 12.139568T^2 - 1.40290431 \times 10^{-2}T^3 \text{ J/K} \quad (4.9.9)$$

i_{fgwo} se obtiene al evaluar (4.9.9) en $T=273.15\text{K}$.



CAPÍTULO 5

PERFORMANCE

5.1 INTRODUCCIÓN AL PERFORMANCE.

El valor del número de transferencia KaV/L , la relación de caudales L/G , la temperatura de bulbo húmedo de entrada del aire y las temperaturas de salida y entrada del agua (rango y aproximación), son los parámetros en base a los cuáles se caracteriza el diseño de la torre de refrigeración. Estos valores se relacionan en dos tipos de curvas, curvas de funcionamiento y curvas características, que cronológicamente tienen su origen en Liechesteinstein.

En 1943, Liechesteinstein integró el cálculo de la transferencia mediante el método de Merkel con ecuaciones diferenciales y métodos de integración gráficos, definiendo los límites de funcionamiento y las características de operación de las torres de refrigeración. Presento el trabajo en su libro “Coolong Tower Black Book” (Foster-Wheeler).

En 1957, J.F.Pritchard presentó un cambio en el método gráfico en su libro llamado “Brown Book”, que utilizaba representaciones logarítmicas para simplificar la interpretación.

Más adelante en 1967, el Cooling Tower Institute publicó el “Blue Book”, llamado “Cooling Tower performance curve”. Utilizaron integración numérica para resolver la ecuación básica de transferencia mediante el método de Tchebycheff. Las curvas de demanda, calculadas y dibujadas por ordenador, cubrían un largo rango de operaciones variando los parámetros de la torre. En total eran 821 curvas para 40 temperaturas de bulbo húmedo diferentes, 21 valores del rango y 35 de aproximación.

Los diagramas de curvas características consisten en la representación simultánea de las curvas de demanda, que son curvas generales de funcionamiento que representan la transferencia, y curvas características, que parametrizan un determinado diseño de empaquetamiento.

Las curvas características son correlaciones usadas para analizar la capacidad de funcionamiento de un empaquetamiento específico, representan el valor del número de transferencia (KaV/L) en función de los demás valores de diseño, del tipo de torre y del empaquetamiento, es decir, representan el funcionamiento de un determinado diseño.

Las curvas de demanda consisten en la representación de la demanda térmica o número de Merkel en función del ratio liquido-gas y la aproximación, para un rango fijo, representando de forma general la transferencia de calor y masa.

En la siguiente figura se puede observar un ejemplo de diagrama:

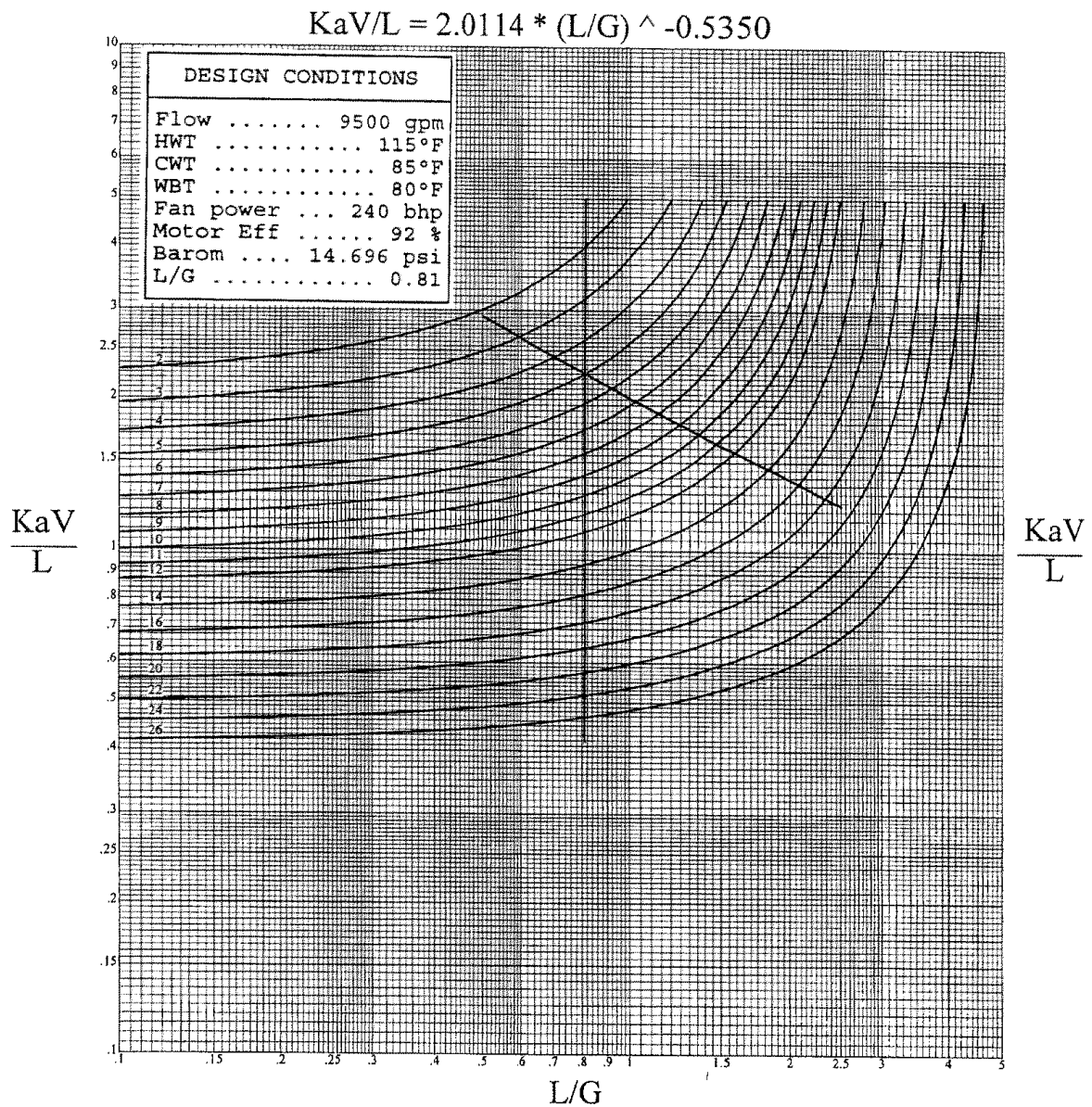


Figura 111. Curva característica

El punto de cruce de la curva de demanda y la curva característica, para un determinado caudal, es el punto de diseño o funcionamiento.

Por otro lado, están las curvas de funcionamiento o performance, que consisten en la representación de la temperatura de salida del agua fría en función de la temperatura de entrada de bulbo húmedo para diversos parámetros de la torre.

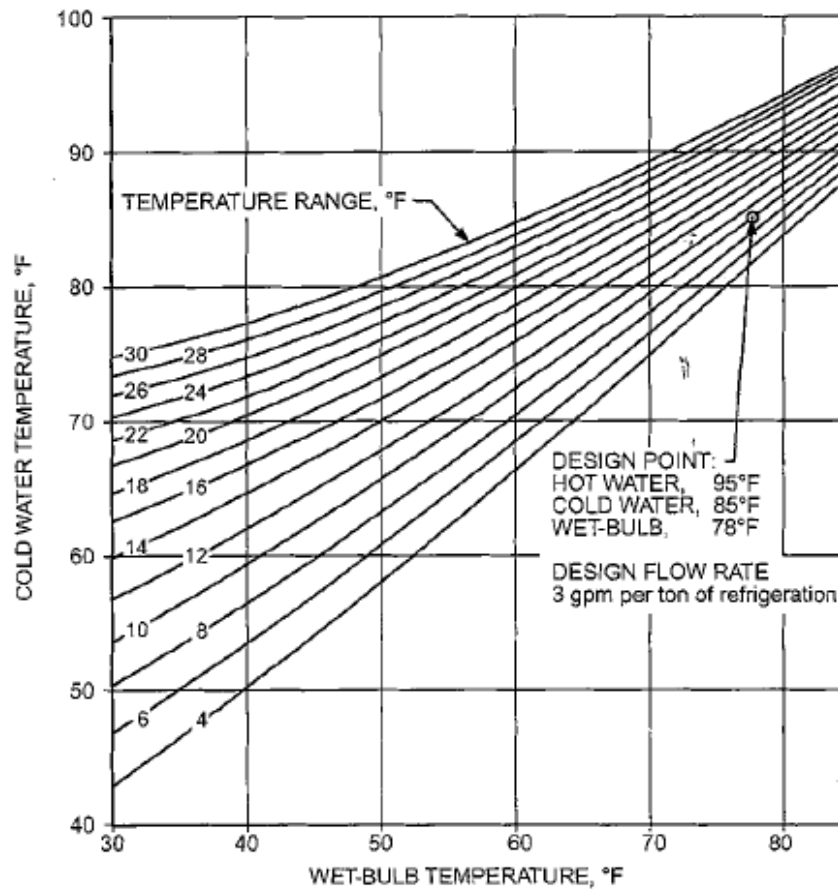


Figura 112. Curva de funcionamiento o performance curve.

5.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS.

La representación de las curvas características viene determinada por estudios experimentales sobre la torre, creando relaciones gráficas y representaciones mediante correlaciones. La representación de la curva característica más simple es una representación lineal de valores logarítmicos, con la forma siguiente:

$$\frac{KaV}{L} = C * \left(G_w / G_a \right)^{-m} \quad (5.2.1)$$

Donde C es la constante ($G_w/G_a=1$) y m el exponente o pendiente.

Estas curvas son información del fabricante y una vez la torre se lleva al campo de trabajo, se calcula el punto de operación y la curva se desplaza a ese punto con la misma forma/pendiente o se crea una nueva curva para caracterizar, ya no el modelo de torre/empaquetamiento, sino la propia unidad.

5.2.1 Evolución curvas características:

Distintos autores han propuesto ecuaciones empíricas para representar la correlación de la transferencia de calor en base a investigaciones, cuyo fin era determinar qué parámetros influyen significativamente en la caracterización térmica de un empaquetamiento.

- i. Baker & Shryock [20] y Lowe & Christie [21] proponen representar la curva característica de transferencia de calor como una simple correlación del ratio de caudal de agua y aire:

$$\frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * (G_w / G_a)^{C_2} \quad (5.2.2)$$

Donde C_1 y C_2 son constantes para cada empaquetadura.

- ii. Kröger [22], entre otros, propuso las siguientes ecuaciones:

$$\frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * (G_w / G_a) - C_2 \quad (5.2.3)$$

$$\frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} \quad (5.2.4)$$

Donde C_1 , C_2 y C_3 son constantes para cada empaquetadura.



iii. Jhonson [23] introdujo la temperatura de entrada del agua en la ecuación:

$$\frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} * T_{wi}^{C_4} \quad (5.2.5)$$

Donde C_1 , C_2 , C_3 y C_4 son constantes para cada empaquetadura.

5.2.2 Parámetros de correlación:

Las ecuaciones expuestas anteriormente son una simplificación en torno a 2 o 3 parámetros. Kloppe y Kröger [24] proponen una nueva ecuación empírica como resultado de un estudio experimental en una sección de empaquetamiento en contraflujo de 1.5m x 1.5m y varias alturas de empaquetamiento, para tres empaquetamientos (salpicadura, película y malla). Calcularon las curvas representadas mediante las correlaciones anteriormente propuestas y estudiaron el efecto de diversos parámetros para configurar su propia correlación. Los resultados fueron los siguientes:

I. Efecto de la altura del empaquetamiento:

El estudio concluyó que el parámetro de transferencia de calor por unidad de altura decrece a medida que aumenta la altura del empaquetamiento, por lo que la ecuación quedaría:

$$\frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} * L_{fi}^{C_4} \quad (5.2.6)$$

II. Efecto de la temperatura del agua de entrada:

El estudio concluyó que el parámetro de transferencia de calor por unidad de altura decrece a medida que aumenta la temperatura del agua de entrada, por lo que la ecuación quedaría:

$$\frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} * L_{fi}^{C_4} * T_{wi}^{C_5} \quad (5.2.7)$$

III. Efecto de la temperatura de bulbo húmedo y seco del aire a la entrada:

El estudio concluyó que el parámetro de transferencia de calor no se ve fuertemente afectado por la temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco del aire a la entrada.

Finalmente, la ecuación propuesta es:

$$\frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} * L_{fi}^{C_4} * T_{wi}^{C_5} \quad (5.2.8)$$

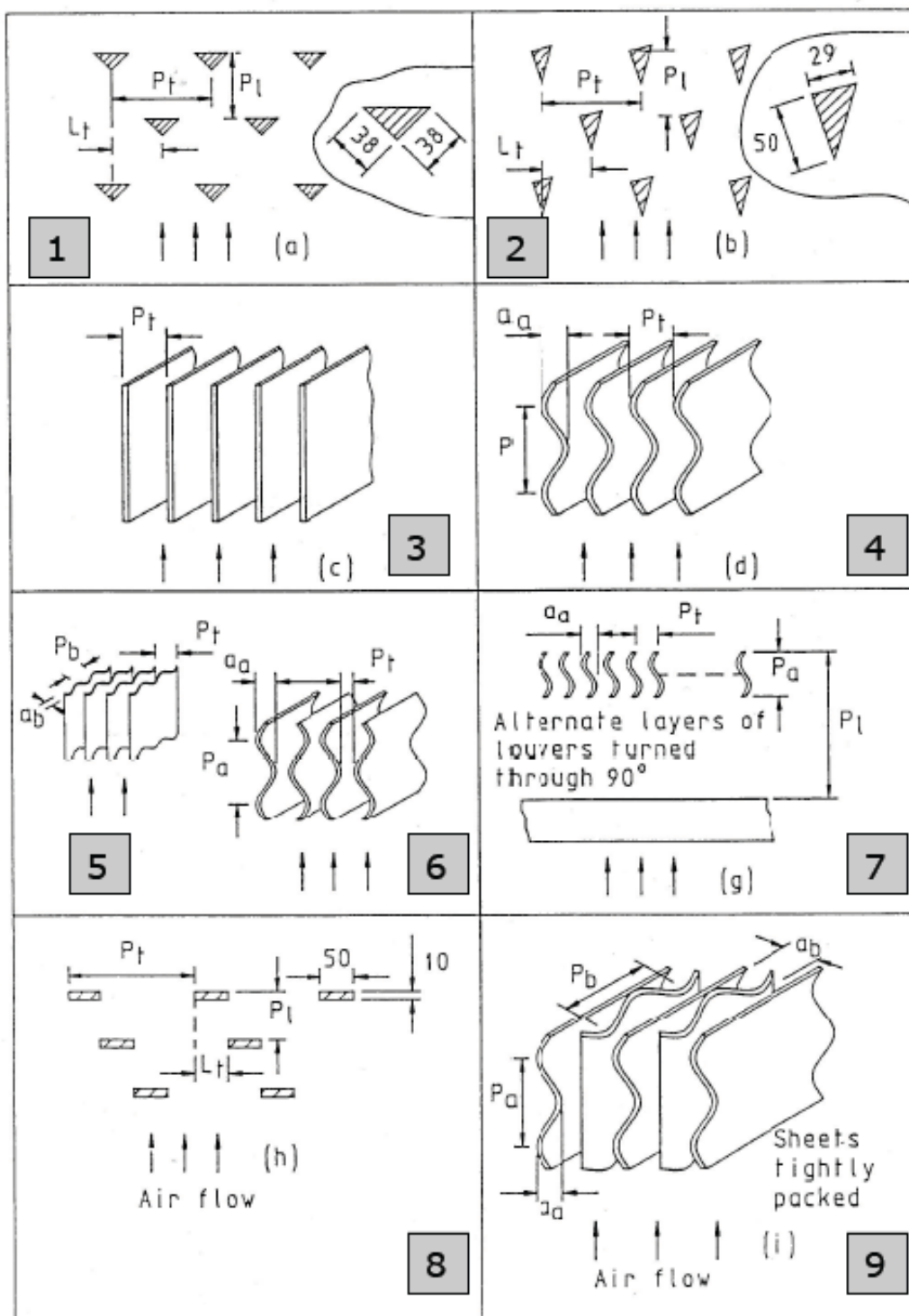
Siendo las constantes de las curvas experimentales del experimento:

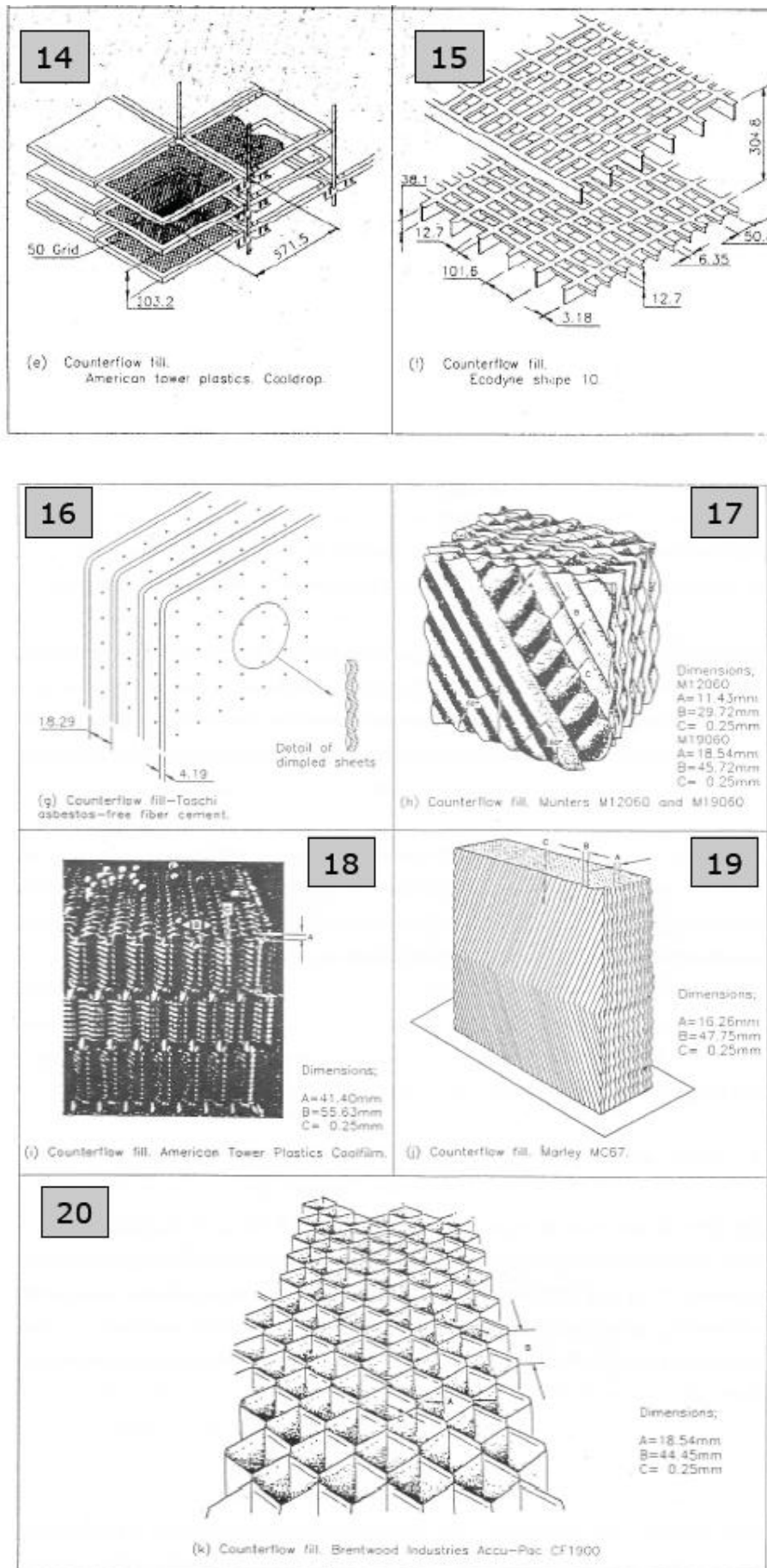
j	a'_j		
	i=1 (splash fill)	i=2 (trickle fill)	i=3 (film fill)
1	0.249013	1.930306	1.019766
2	-0.464089	-0.568230	-0.432896
3	0.653578	0.641400	0.782744
4	0	-0.352377	-0.292870
5	0	-0.178670	0

Tabla 12. Resultados de las curvas experimentales en el test de empaquetamientos. [24]

5.2.3 Ejemplos curvas características:

Autores y organizaciones como Lowe, CTI, Kelly, Johnson o Fulkerson han publicado curvas características de empaquetamientos como resultado de tests. Estos tests pueden tener diferentes resultados para un mismo empaquetamiento, en función de la configuración y del método utilizado (Merkel, Poppe...). A continuación, ejemplos de correlaciones:





Mass transfer per meter of fill height or ATD, $h_d a_{fi}/G_w = a_d (G_w/G_a)^{1/b_d}$ Loss coefficient per meter of fill height or ATD, $K_{fil} = a_p (G_w/G_a) + b_p$										
Fill type	Description	Fig. no.	Dimensions				Mass Transfer		Pressure	
			a_a m	P_a m	P_t m	P_l m	a_d	b_d	a_p	b_p
1	Triangular splash bar	1	Staggered		0.1524	0.2286	0.2950	-0.50	2.62	5.00
2	Triangular splash bar		Staggered		0.1524	0.1524	0.3084	-0.50	2.73	9.15
3	Triangular splash bar		Staggered		0.1524	Altern 0.1270 0.3302	0.3150	-0.45	1.57	4.5
4	Triangular splash bar		Staggered		0.1524	0.3048	0.246	-0.42	1.89	3.0
5	Triangular splash bar		Staggered		0.1143	0.4572	0.236	-0.47	2.16	3.75
6	Flat asbestos sheets	3			0.0444		0.2887	-0.70	0.725	1.37
7	Flat asbestos sheets				0.0381		0.361	-0.72	0.936	1.30

Fill type	Description	Fig. no.	Dimensions				Mass Transfer		Pressure	
			a_a m	P_a m	P_t m	P_l m	a_d	b_d	a_p	b_p
8	Flat asbestos sheets	3			0.0318		0.394	-0.76	0.77	1.70
9	Flat asbestos sheets				0.0254		0.459	-0.73	0.89	1.70
10	Triangular splash bar (Bar upside down)	1	Staggered		0.1524	0.2286	0.276	-0.49	4.15	6.35
11	Corrugated asbestos sheets	4	0.054	0.1461	0.0445		0.69	-0.69	1.93	7.80
12	Corrugated asbestos sheets		0.054	0.1461	0.03175		0.72	-0.61	3.61	8.10
13	Corrugated asbestos sheets		0.054	0.1461	0.0572		0.59	-0.68	1.39	1.50
14	Corrugated asbestos sheets	5	$a_b =$ 0.054	$P_b =$ 0.1461	0.0445		0.36	-0.66	1.93	0.44

Fill type	Description	Fig. no.	Dimensions				Mass Transfer		Pressure	
			a_a m	P_a m	P_t m	P_l m	a_d	ϵb_d	a_p	b_p
15	Corrugated asbestos sheets	5	0.054	0.1461	0.0254		0.56	-0.58	1.74	12.4
16	Triangular splash bar	2	In line		0.1016	0.2032	0.24	-0.52	2.51	0.35
17	Triangular splash bar		Staggered		0.1016	0.2032	0.29	-0.55	2.18	1.55
18	Triangular splash bar		Staggered		0.1016	0.2540	0.26	-0.58	1.69	1.45
19	Triangular splash bar		In line		0.1016	0.2540	0.24	-0.54	1.61	1.45
20	Triangular splash bar		Staggered		0.1016	0.1950	0.31	-0.53	2.35	1.50
21	Triangular splash bar		Staggered		0.1016	0.1524	0.32	-0.54	2.32	2.80
22	Triangular splash bar		Staggered		0.1270	0.2032	0.31	-0.46	2.10	1.30
23	Triangular splash bar		Staggered		0.0508	0.1524	0.61	-0.65	4.08	11.0
24	Triangular splash bar		Staggered		0.1270	0.1905	0.31	-0.49	2.59	1.00

	Description	Fig. no.	Dimensions				Mass Transfer		Pressure	
			a_a m	P_a m	P_t m	P_l m	a_d	b_d	a_p	b_p
25	Triangular splash bar	2	Staggered		0.1524	0.1905	0.29	-0.47	2.64	0.60
26	Asbestos louvers	7	0.0254	0.1461	0.0254	0.2731	0.67	-0.70	1.08	7.55
27	Asbestos louvers		0.0254	0.1461	0.0254	0.1715	0.94	-0.68	2.78	12.0
28	Asbestos louvers		0.0254	0.1461	0.0254	0.5271	0.39	-0.69	1.06	4.30
29	Asbestos louvers		0.0254	0.1461	0.0254	0.4001	0.51	-0.67	1.41	5.05
30	Asbestos louvers		0.0381	0.1334	0.0254	0.1588	1.15	-0.66	3.71	25.0
31	Asbestos louvers		0.0381	0.1334	0.0381	0.1588	0.81	-0.66	4.04	17.6
32	Asbestos louvers		0.0381	0.1334	0.0381	0.3874	0.55	-0.65	2.55	11.5
33	Asbestos louvers		0.0381	0.1334	0.0381	0.5144	0.33	-0.63	2.22	6.20
34	Rectangular splash bar	8	$L_t =$ 0.05		0.2032	0.2286	0.28	-0.52	2.08	5.40

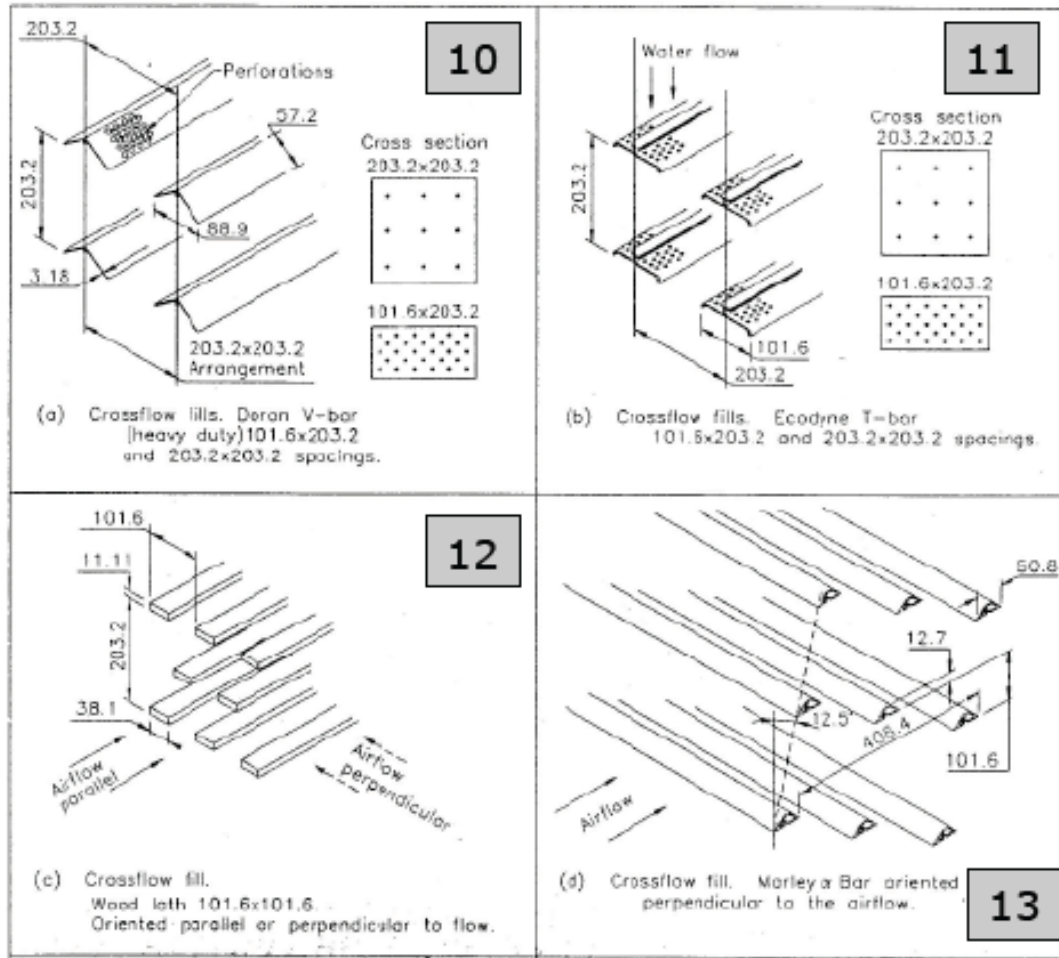
Fill type	Description	Fig. no.	Dimensions				Mass Transfer		Pressure	
			a_a m	P_a m	P_t m	P_l m	a_d	b_d	a_p	b_p
35	Rectangular splash bar	8	$L_t = 0.05$		0.2032	0.3048	0.26	-0.53	1.90	3.40
			Corrugations horizontal		Corrugations vertical					
36	Corrugated asbestos sheets	9	0.0540	0.1461	$a_b = 0.0540$	$P_b = 0.1461$	0.61	-0.73	1.82	9.70
37	Corrugated asbestos sheets		0.0270	0.0730	0.0270	0.0730	1.01	-0.80	2.75	24.6
38	Corrugated asbestos sheets		0.0270	0.0730	0.0540	0.1461	0.68	-0.79	1.90	8.0

Fill type	Description	Fig. no.	Dimensions				Mass Transfer		Pressure	
			a_a m	P_a m	a_b m	P_b m	a_d	b_d	a_p	b_p
39	Corrugated asbestos sheets	9	0.0540	0.1461	0.0270	0.0730	0.81	-0.79	3.18	31.2
40	Corrugated asbestos sheets		0.0603	0.1778	0.0603	0.1778	0.53	-0.71	2.71	10.8
41	Corrugated asbestos sheets		0.0270	0.0730	0.2220	0.0746	0.44	-0.72	2.60	3.60

<p>Mass transfer per meter of fill height or ATD, $h_d a_{fi} / G_w = a_d (G_w / G_a)^{b_{da}} \text{ATD}^{b_{db}}$</p> <p>Loss coefficient per meter of fill height or ATD, $K_{fi} = a_p (G_w)^{b_{pa}} (G_a)^{b_{pb}} \text{ATD}^{b_{pc}}$</p>										
Fill Type	Fig.	Description	Size(s) tested, H,W,ATD [m]	a_d	b_{da}	b_{db}	a_p	b_{pa}	b_{pb}	b_{pc}
42	14	American Tower Plastics Cool Drop <i>2.60 mm spacing</i>	HxW=2.438x2.438 ATD=2.0,2.8 and 3.4	0.710	-0.42	-0.50	2.880	0.85	-0.600	0.17
43	15	Ecodyne Shape10 <i>300 mm spacing</i>	HxW=2.438x2.438 ATD=1.829,2.438 and 3.353	0.605	-0.35	-0.42	1.103	1.10	-0.640	0.32
44	16	Toshi Fiber Cement (Dimpled and Unslotted)	HxW=2.438x2.438 ATD=1.22,1.62 and 2.03	1.169	-0.64	-0.51	0.621	0.99	-0.350	0.17

Fig.	Description	Size(s) tested, H,W,ATD [m]	a_d	b_{da}	b_{db}	a_p	b_{pa}	b_{pb}	b_{pc}
17	Munters 12060	HxW=2.438x2.438 ATD=0.609,0.914 and 1.524	2.490	-0.67	-0.062	15.845	0.34	-0.19	0.017
17	Munters 19060	HxW=2.438x2.438 ATD=0.914,1.524 and 2.134	1.597	-0.59	-0.19	6.875	0.31	-0.048	0.014
18	American Tower Plastics Cool Film	HxW=2.438x2.438 ATD=1.0,1.5 and 2.0	2.138	-0.56	-0.38	7.821	0.23	-0.039	0.038
19	Marley MC67	HxW=2.438x2.438 ATD=0.914,1.219 and 1.524	1.495	-0.63	-0.35	7.089	0.27	-0.140	0.005
20	Brentwood Ind Accu-Pak CF1900	HxW=2.438x2.438 ATD=0.914,1.524 and 2.134	1.664	-0.62	-0.27	3.691	0.31	-0.099	0.45

Figura 113. Tablas de lowe para configuraciones en contraflujo y método de Merkel.
[22][25]



$$\text{Mass transfer per meter of fill height, } h_d a_{fi} / G_w = \frac{h_d a_{fi} (\text{ATD} \times \text{width})}{m_w} = a_d (G_w / G_a)^{+b_d}$$

$$\text{Loss coefficient per meter of air travel distance (ATD) in fill, } K_{fi1} = a_p G_w^{b_{pa}} G_a^{b_{pb}}$$

Fill Type	Fig.	Description, spacing [mm]	Airflow orientation	Fill configuration	Size(s) tested, HxWxATD [m]	a_d	b_d	a_p	b_{pa}	b_{pb}
50	10	Doron V-bar, 101.6x203.2	Parallel	Staggered	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.268	-0.56	0.751	0.66	-0.73
51		Doron V-bar, 203.2x203.2	Parallel	In-line	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.239	-0.38	0.985	0.72	-0.82
52	11	Ecodyne T-bar, 101.6x203.2	Parallel	Staggered	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.263	-0.34	0.112	1.30	-0.22
53		Ecodyne T-bar, 203.2x203.2	Parallel	In-line	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.245	-0.35	0.206	0.89	-0.069
54	12	Wood lath, 101.6x101.6	Parallel	Staggered	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.274	-0.45	1.437	0.76	-0.80

Fill Type	Fig.	Description, spacing [mm]	Airflow orientation	Fill configuration	Size(s) tested, HxWxATD [m]	a_d	b_d	a_p	b_{pa}	b_{pb}
55	12	Wood lath, 101.6x101.6	Perpendicular	Staggered	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.358	-0.57	1.828	0.71	-0.59
56	13	Marley Alpha-bar, 101.6x406.4	Perpendicular	Staggered	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.307	-0.052	1.816	0.71	-0.85

Figura 114. Tablas Johnson para torres en flujo cruzado y método de Merkel. [22][25]

En las figuras 124 y 125, de la sección 4 del capítulo 5, aparecen otras tablas de correlaciones.

5.3 CURVAS DE PERFORMANCE

Consisten en un mínimo de 3 sets de 3 curvas cada uno, que representan la temperatura del agua fría frente a la temperatura de bulbo húmedo, utilizando el rango de la torre como parámetro (cada curva del set representa un rango). Las curvas se representan de acuerdo al código CTI ATC 105 “Acceptance Test Code for Water Cooling Tower”.

Las curvas deben incluir, al menos, el siguiente rango:

- i. Temperatura de bulbo húmedo de diseño $\pm 8.5^{\circ}\text{C}$.
- ii. Temperatura de bulbo seco de diseño $\pm 14^{\circ}\text{C}$.
- iii. Rango de diseño $\pm 20\%$.
- iv. Caudal de agua de diseño $\pm 10\%$ (Cada set utiliza un caudal diferente, del 90%, 100% y 110%).
- v. Potencia de los ventiladores de diseño $\pm 10\%$
- vi. Presión atmosférica de diseño $\pm 3.5 \text{ kPa}$

Las curvas acorde al CTI están basadas en un ángulo de paso constante del ventilador y deben incluir en el diagrama información relativa al punto de diseño:

- i. Caudal de agua de diseño.
- ii. Rango de diseño.
- iii. Temperatura de diseño de salida del agua.
- iv. Temperatura de bulbo húmedo de diseño del aire a la entrada.
- v. Temperatura de bulbo seco de diseño del aire a la entrada.
- vi. Presión atmosférica de diseño.

5.4 CAIDA DE PRESIÓN Y DIMENSIONADO DEL VENTILADOR.

5.4.1 Caída de presión:

La caída de presión experimentada por el aire a lo largo de la torre es la suma de la caída de presión dinámica y estática.

I. Caída de presión estática:

Las áreas representativas a lo largo de la torre son:

- i. Entrada del aire.
- ii. Empaquetamiento.
- iii. Sistema de distribución de agua.
- iv. Eliminador del drift.
- v. Entrada al ventilador.

Las pérdidas se calculan mediante la siguiente fórmula, que a veces se representa gráficamente.

$$\Delta P = k * \frac{\rho * v^2}{2} \quad (5.4.1)$$

Donde ΔP es la variación de presión en Pa, k el coeficiente de pérdidas, v la velocidad del aire en m/s y ρ la densidad del aire en kg/m³.

Cabe destacar la influencia del empaquetamiento y entrada de aire. Generalmente, la obstrucción se debe a las columnas internas o vigas situadas en la entrada de aire o en la zona de empaquetamiento. Los tipos de entradas de aire para una entrada en contraflujo son un lado abierto, dos lados abiertos, todos los lados abiertos o back to back.

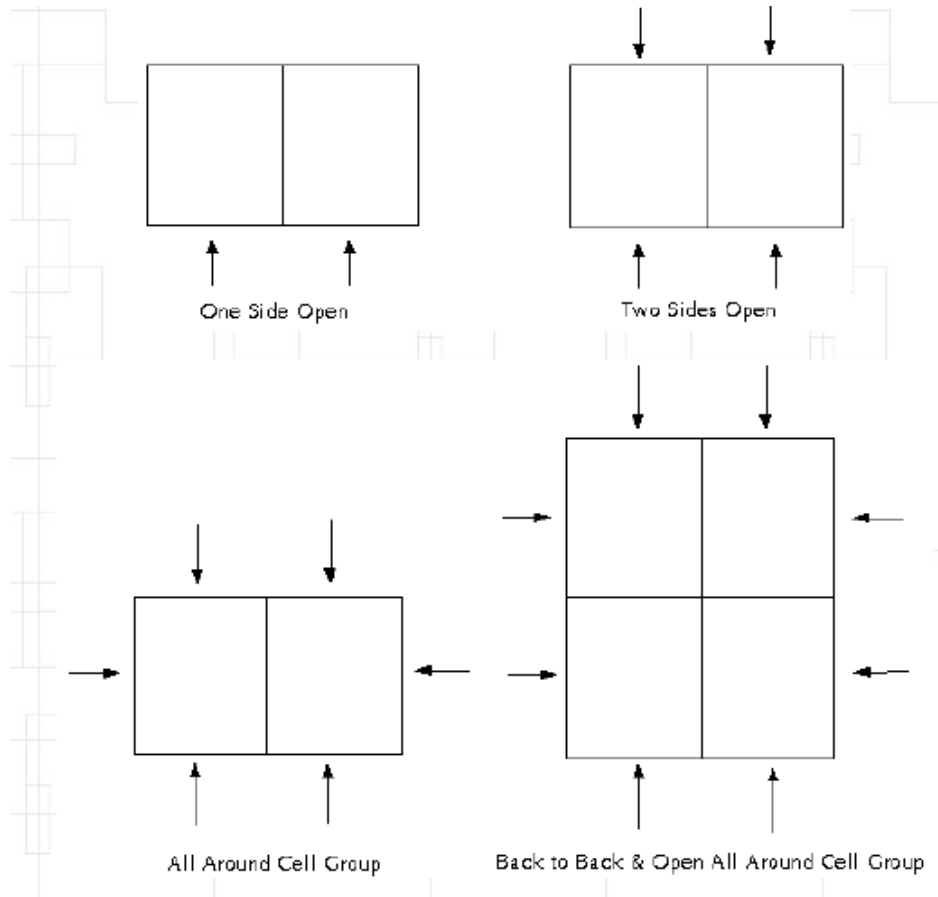


Figura 115. Configuración de las torres en contraflujo en función de la entrada de aire

Otra forma de estimación de la pérdida de presión estática acorde a Li & Priddy [26] consiste en sumar un valor de pérdidas misceláneas a las pérdidas en el empaquetamiento.

$$\Delta P_e = \Delta P_{fi} + \Delta P_{misc} \quad (5.4.2)$$

$$\Delta P_{misc} = k_{misc} * \frac{m_{avm}^2}{2\rho_m A_{fr}^2} \quad (5.4.3)$$

Donde

$$m_{avm} = \frac{m_{avi} + m_{avo}}{2} \quad (5.4.4)$$

$$\rho_m = \frac{2}{1/\rho_i + 1/\rho_o} \quad (5.4.5)$$

$$m_{avi} = m_a + w_i * m_a \quad (5.4.6)$$

$$m_{avo} = m_a + w_o * m_a \quad (5.4.7)$$

El valor de k_{misc} depende de la torre de refrigeración, en diferentes simulaciones se utiliza 6.5 [27].

II. Caída de presión dinámica:

Es la caída de presión debida a la propia velocidad del aire. Se calcula con la siguiente fórmula:

$$\Delta P_{vp} = \frac{\rho_{af} * v_{af}^2}{2} \quad (5.4.8)$$

Donde la densidad y la velocidad se definen en el ventilador.

Acorde a Li & Priddy se aproxima a 2/3 de la caída de presión estática.

$$\Delta P_{vp} = \left(\frac{2}{3}\right) * (\Delta P_{fi} + \Delta P_{misc}) \quad (5.4.9)$$

III. Caída de presión total:

La caída de presión total sería la suma de la caída de presión dinámica y estática.

Acorde a Li & Priddy es:

$$\Delta P_t = \left(\frac{5}{3}\right) * (\Delta P_{fi} + \Delta P_{misc}) \quad (5.4.10)$$

5.4.2 Recuperación de velocidad por el stack del ventilador:

En torres inducidas, el cañón de la torre se utiliza para maximizar la eficiencia del ventilador, minimizando la recirculación del aire de descarga y eliminando el flujo inverso.

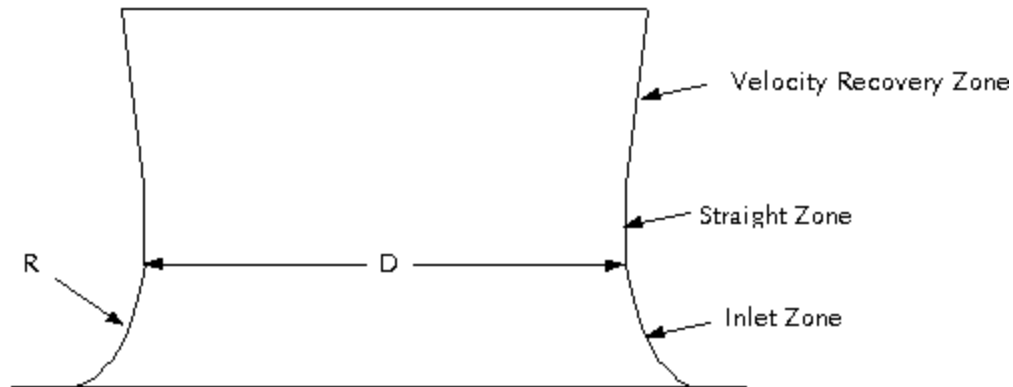


Figura 116. Stack del ventilador.

Como el aire es inducido fuera de la torre desde la parte inferior del ventilador, hay cierta cantidad de aire que tiende a fluir de manera inversa, por lo que hay que diseñar el stack para inducir el aire suavemente y minimizar la turbulencia. Como recomendación general, el coeficiente R/D está entre (0.10-0.15) [3].

Las hojas del ventilador se desvían por el flujo axial, para minimizar el efecto del desvío se diseña la zona recta del stack. La altura de esta zona debe ser mínimo la suma de las dimensiones verticales de la hoja, el máximo desvío de la punta de las hojas y una distancia extra.

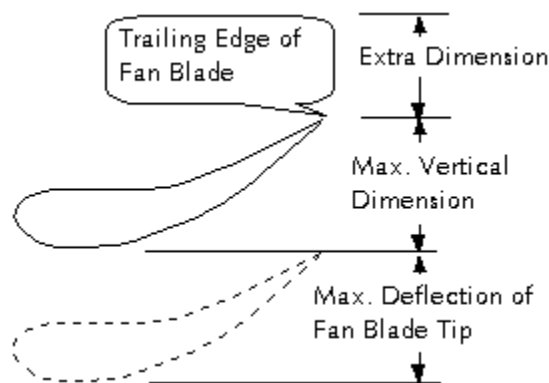


Figura 117. Hoja del ventilador

Una vez el aire es dirigido correctamente, hay que mantener una distancia ajustada entre la punta de las hojas y el stack para no perder eficiencia en el ventilador. Esta distancia permite la creación de vórtices de aire, que disminuyen la eficiencia del ventilador al recircular aire de la zona superior del ventilador hacia la inferior por el gradiente negativo de presión. Es decir, una distancia menor minimiza la magnitud de las turbulencias y aumenta la eficiencia de funcionamiento. Sin embargo, hay que tener en cuenta la deformación por acción del viento, la expansión térmica y la posible formación de hielo a la hora de diseñar la holgura de las hojas, generalmente se utiliza un máximo de 2 pulgadas.

Fan Diameter	Minimum	Maximum
up to 9 feet	1/4"	1/2"
10 - 14 feet	3/8"	3/4"
16 - 20 feet	1/2"	1"
22 - 30 feet	3/4"	1-1/4"

Figura 118. Diámetro y holgura del ventilador. [3]

La energía que consume el ventilador asciende cuando aumenta la holgura, porque aunque el flujo de aire disminuye, la eficiencia también disminuye.

Un mal diseño del stack causa una ineficiente distribución de aire, una baja eficiencia del ventilador y vibraciones grandes por la frecuencia de resonancia del ventilador. La altura del stack suele estar entre un 60% y 100% el diámetro del fan.

5.4.3 Dimensionamiento del motor del ventilador:

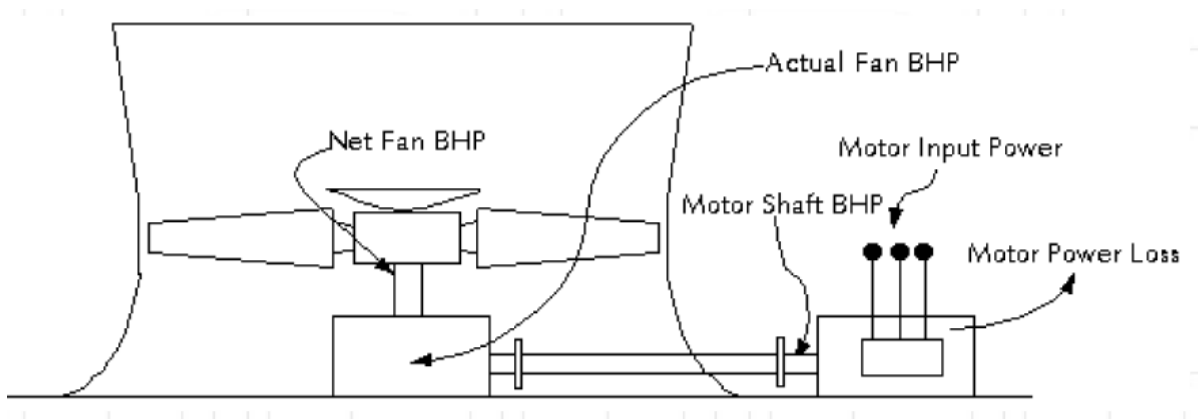


Figura 119. Esquema mecánico del ventilador.

La demanda de potencia del motor del ventilador puede calcularse con la variación de presión (considerando la recuperación del stack), el caudal de aire y la eficiencia del ventilador (eficiencia del ventilador y del motor).

$$P = \frac{m_{avm} * \Delta P_t}{\rho_m * \eta_f} \quad (5.4.11)$$

5.4.4 Caída de presión en empaquetamientos húmedos:

Al igual que para la transferencia de calor, para la caída de presión se llevan a cabo estudios experimentales que tienen como resultado una correlación en función de determinados parámetros de operación de la torre. El dimensionado del ventilador está fuertemente relacionado con la pérdida de presión en el empaquetamiento, por lo que una representación precisa es clave a la hora de diseñar la torre.

Algunas correlaciones propuestas son:

$$K_{fi} = C_1 * (G_w / G_a) + C_2 \quad (5.4.12) [21]$$

$$K_{fi} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} \quad (5.4.13)$$

$$K_{fi} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} * L_{fi}^{C_4} \quad (5.4.14) [23]$$

$$\Delta p_{fi} / L_{fi} = C_1 * (1 + G_w^{C_2}) * G_a^{C_3} \quad (5.4.15) [28]$$

$$\Delta p_{fi} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} \quad (5.4.16) [29]$$

I. Pérdidas en el empaquetamiento:

La pérdida de presión en el empaquetamiento se calcula con siguiente fórmula:

$$\Delta p_{fi} = K_{fi} * \frac{\rho * v^2}{2} \quad (5.4.17)$$

Esta pérdida de carga estática se debe a la resistencia por fricción, la resistencia viscosa y la resistencia por la propia forma del empaquetamiento, además de los cambios debidos a la transferencia de masa y calor.

$$\Delta p_{fi} = \Delta p_{fd} + (\rho_{ao} * v_{ao}^2 - \rho_{ai} * v_{ai}^2) - (\rho_{aa} - \rho_{am}) * g * L_{fi} \quad (5.4.18)$$

Donde Δp_{fd} representa las pérdidas por resistencia, ρ_{aa} es la densidad del aire ambiente (aproximadamente ρ_{ai}) y ρ_{am} es la media armónica:

$$\rho_{am} = \frac{2}{1/\rho_{ai} + 1/\rho_{ao}} \quad (5.4.19)$$

El segundo término del lado derecho ($\rho_{ao} * v_{ao}^2 - \rho_{ai} * v_{ai}^2$) es el cambio en el momento experimentado por el aire y el tercer término $(\rho_{aa} - \rho_{am}) * g * L_{fi}$ es el efecto de flotabilidad o empuje.

Esta ecuación considera que la porosidad del empaquetamiento, definida como el ratio de sección de flujo libre en una sección transversal relativo al total de sección transversal, es la unidad.

Despejando los efectos de fricción y arrastre:

$$\Delta p_{fd} = [\Delta p_{fi} - (\rho_{ao} * v_{ao}^2 - \rho_{ai} * v_{ai}^2) + (\rho_{aa} - \rho_{am}) * g * L_{fi}] \quad (5.4.20)$$

Introduciendo la ecuación de pérdidas por fricción y arrastre (5.4.21) en (5.4.20)

$$\Delta p_{fd} = K_{fd} * \frac{\rho * v^2}{2} \quad (5.4.21)$$

$$K_{fdm} = 2 * [\Delta p_{fi} - (\rho_{ao} * v_{ao}^2 - \rho_{ai} * v_{ai}^2) + (\rho_{aa} - \rho_{am}) * g * L_{fi}] * \frac{\rho_{am} * A_{fr}^2}{m_{am}^2} \quad (5.4.22)$$

Donde $m_{am} = \rho_{am} * v_{am} * A_{fr}$.

Generalmente se utiliza el coeficiente de pérdidas por unidad de altura del empaquetamiento:

$$K_{fdml} = \frac{K_{fdm}}{L_{fi}} \quad (5.4.23)$$

II. Correlación:

La ecuación propuesta por Kröger y Kloppers [30] es:

$$K_{fi} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} + C_4 * G_w^{C_5} * G_a^{C_6} \quad (5.4.24)$$

La investigación se llevó a cabo mediante un test en una sección transversal de tres tipos de empaquetamientos en contraflujo de 1.5m x 1.5m y varias alturas.

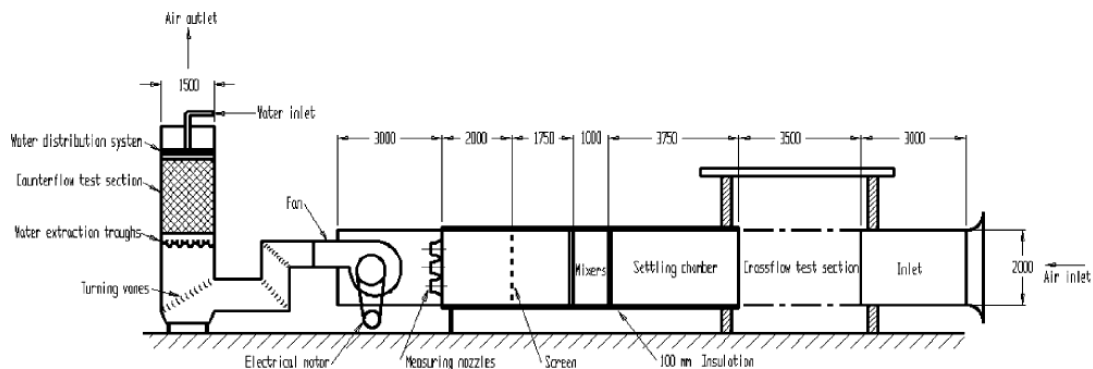


Figura 120. Esquema del test. [30]

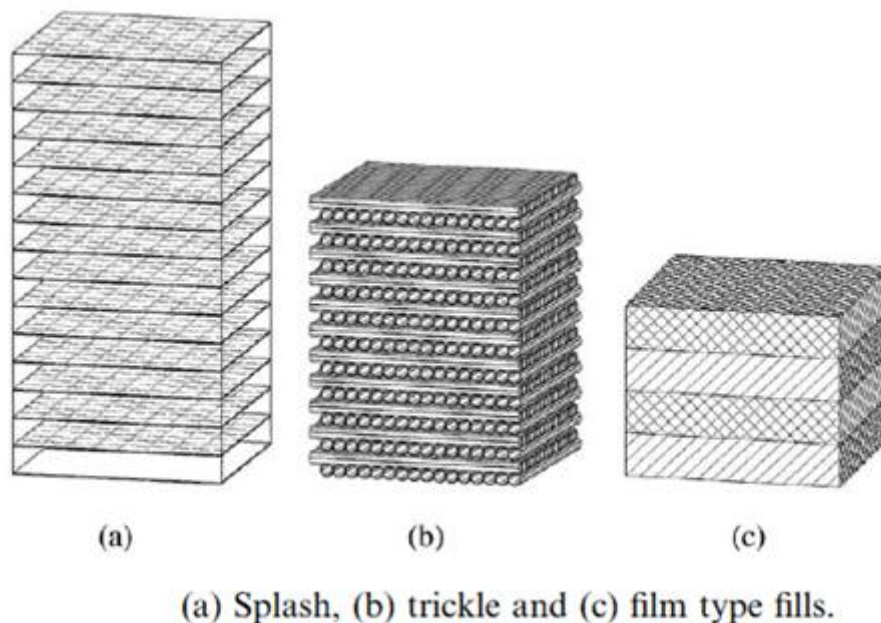


Figura 121. Empaquetamientos utilizados en el test. [30]

Al igual que para el estudio de las curvas características, se comparó la precisión de la correlación (5.4.13) y la propuesta por Kloppers y Kröger (5.4.24), siendo más precisa la última.

Un ejemplo de comparación para un empaquetamiento de película:

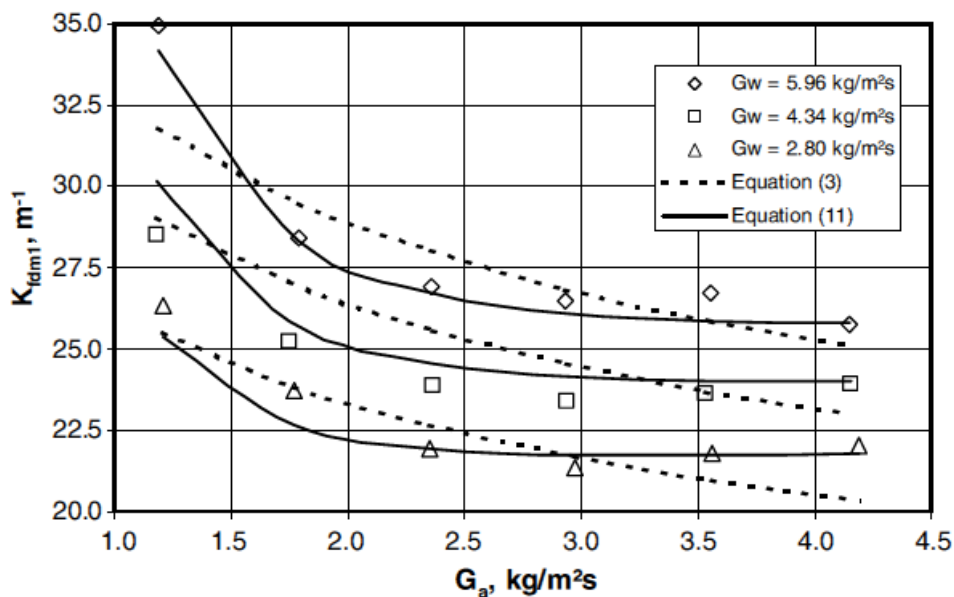


Figura 122. Comparación de resultados experimentales y relación empírica. [30]

Los resultados de las constantes de la correlación (5.4.24) para el estudio de Kloppers y Kröger [30] son:

k	b_k^i		
	$i=1$ (splash fill)	$i=2$ (trickle fill)	$i=3$ (film fill)
1	3.179688	7.047319	3.897830
2	1.083916	0.812454	0.777271
3	-1.965418	-1.143846	-2.114727
4	0.639088	2.677231	15.327472
5	0.684936	0.294827	0.215975
6	0.642767	1.018498	0.079696

Figura 123. Valores de las constantes de la correlación (5.4.24). [30] [27]

5.4.5 Ejemplos de correlaciones:

En función de la bibliografía utilizada, encontramos distintas formas de calcular las pérdidas de presión. Las siguientes figuras muestran la propuesta de A.Mills [31] para la caída de presión y transferencia de calor y masa.

**TABLE 4.8.2a Packings for Counterflow and Cross-Flow Cooling Towers:
Designations and Descriptions**

Counterflow Packings

1. Flat asbestos sheets, pitch 4.45 cm
2. Flat asbestos sheets, pitch 3.81 cm
3. Flat asbestos sheets, pitch 3.18 cm
4. Flat asbestos sheets, pitch 2.54 cm
5. 60° angle corrugated plastic, Munters M12060, pitch 1.17 in.
6. 60° angle corrugated plastic, Munters M19060, pitch 1.8 in.
7. Vertical corrugated plastic, American Tower Plastics Coolfilm, pitch 1.63 in.
8. Horizontal plastic screen, American Tower Plastics Cooldrop, pitch 8 in. 2 in. grid
9. Horizontal plastic grid, Ecodyne shape 10, pitch 12 in.
10. Angled corrugated plastic, Marley MC67, pitch 1.88 in.
11. Dimpled sheets, Toschi Asbestos-Free Cement, pitch 0.72 in.
12. Vertical plastic honeycomb, Brentwood Industries Accu-Pack, pitch 1.75 in.

Cross-Flow Packings

1. Doron V-bar, 4 × 8 in. spacing
2. Doron V-bar, 8 × 8 in. spacing
3. Ecodyne T-bar, 4 × 8 in. spacing
4. Ecodyne T-bar, 8 × 8 in. spacing
5. Wood lath, parallel to air flow, 4 × 4 in. spacing
6. Wood lath, perpendicular to air flow, 4 × 4 in. spacing
7. Marley α-bar, parallel to air flow, 16 × 4 in. spacing
8. Marley ladder, parallel to air flow, 8 × 2 in. spacing

Figura 124. Descripción de los empaquetamientos y configuraciones utilizadas. [31]

TABLE 4.8.2b Mass Transfer and Pressure Drop Correlations for Cooling Towers

Packing Number	C_1, m^{-1}	n_1	n_2	n_3	C_2, m^{-1}	n_4	n_5
Counterflow Packings: $L_0 = G_0 = 3.391 \text{ kg/m}^2 \text{ sec}$							
1	0.289	-0.70	0.70	0.00	2.72	0.35	-0.35
2	0.361	-0.72	0.72	0.00	3.13	0.42	-0.42
3	0.394	-0.76	0.76	0.00	3.38	0.36	-0.36
4	0.459	-0.73	0.73	0.00	3.87	0.52	-0.36
5	2.723	-0.61	0.50	-0.34	19.22	0.34	0.19
6	1.575	-0.50	0.58	-0.40	9.55	0.31	0.05
7	1.378	-0.49	0.56	-0.35	10.10	0.23	-0.04
8	0.558	-0.38	0.48	-0.54	4.33	0.85	-0.60
9	0.525	-0.26	0.58	-0.45	2.36	1.10	-0.64
10	1.312	-0.60	0.62	-0.60	8.33	0.27	-0.14
11	0.755	-0.51	0.93	-0.52	1.51	0.99	0.04
12	1.476	-0.56	0.60	-0.38	6.27	0.31	0.10
Cross-Flow Packings: $L_0 = 8.135 \text{ kg/m}^2 \text{ sec}$, $G_0 = 2.715 \text{ kg/m}^2 \text{ sec}$							
1	0.161	-0.58	0.52	-0.44	1.44	0.66	-0.73
2	0.171	-0.34	0.32	-0.43	1.97	0.72	-0.82
3	0.184	-0.51	0.28	-0.31	1.38	1.30	0.22
4	0.167	-0.48	0.20	-0.29	1.25	0.89	0.07
5	0.171	-0.58	0.28	-0.29	3.18	0.76	-0.80
6	0.217	-0.51	0.47	-0.34	4.49	0.71	-0.59
7	0.213	-0.41	0.50	-0.42	3.44	0.71	-0.85
8	0.233	-0.45	0.45	-0.48	4.89	0.59	0.16

Correlations (SI units)

$$\text{Mass transfer: } \frac{g \text{ m}^a}{L [\text{kg/m}^2 \text{ sec}]} = C_1 (L^*)^{n_1} (G^*)^{n_2} (T_{\text{HW}}^*)^{n_3}; \text{ Pressure drop: } \frac{N}{H \text{ or } X} = C_2 (L^*)^{n_4} + (G^*)^{n_5}$$

$$\text{where } L^* = \frac{L}{L_0}, \quad G^* = \frac{G}{G_0}, \quad T_{\text{HW}}^* = \frac{1.8 T_{\text{L,in}} [^\circ\text{C}] + 32}{110}$$

Sources: Lowe, H.J. and Christie, D.G. 1961. "Heat transfer and pressure drop data on cooling tower packings, and model studies of the resistance of natural draft towers to airflow" Paper 113, *International Developments in Heat Transfer, Proc. of the International Heat Transfer Conference*, Boulder, CO, ASME, New York; Johnson, B.M., Ed. 1990. *Cooling Tower Performance Prediction and Improvement*, Vols. 1 and 2, EPRI GS-6370, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA. With permission.

Figura 125. Correlaciones para la transferencia (utilizando Merkel) y pérdida de presión en los empaquetamientos. [31]

TABLE 4.8.3 Pressure Drop Correlations for Cooling Tower Shells, Sprays, Supports, and Mist Eliminators

1.	Shell (natural draft counterflow): $N = 0.167 \left(\frac{D_B}{b} \right)^2$ where D_B is the diameter of the shell base and b is the height of the air inlet.
2.	Spray (natural-draft counterflow): $N = 0.526(Z_p[\text{m}] + 1.22) (\dot{m}_L / \dot{m}_G)^{1.32}$
3.	Mist eliminators: $N = 2-4$
4.	Support columns, pipes, etc. (natural-draft counterflow): $N = 2-6$
5.	Fan exit losses for mechanical-draft towers (velocity based on fan exit area): $N = 1.0$, forced draft ≈ 0.5 , induced draft, depending on diffuser design
6.	Miscellaneous losses for mechanical-draft towers (velocity based on packing crosssectional area): $N \approx 3$

Note: N is the loss coefficient defined by Equation 4.8.21, with velocity based on cross-sectional area for air flow underneath the packing in items 1 through 4.

Sources: Lowe, H.J. and Christie, D.G. 1961. Heat transfer and pressure drop data on cooling tower packings, and model studies of the resistance of natural draft towers to airflow. Paper 113, *International Developments in Heat Transfer Proc. of the International Heat Transfer Conference*, Boulder, CO, ASME, New York; Singham, J.R. 1990. Natural draft towers, in *Hemisphere Handbook of Heat Exchanger Design*, Sec. 3.12.3, Hewitt, G.E., Coord. Ed., Hemisphere, New York. With permission.

Figura 126. Caída de presión estática de los componentes de la torre. [31]

Otra forma diferente de representación de las pérdidas de presión en el empaquetamiento y en los demás componentes consiste en gráficas. Las siguientes figuras muestran un ejemplo utilizado por Kam W. Li & A. Paul Priddy [26].

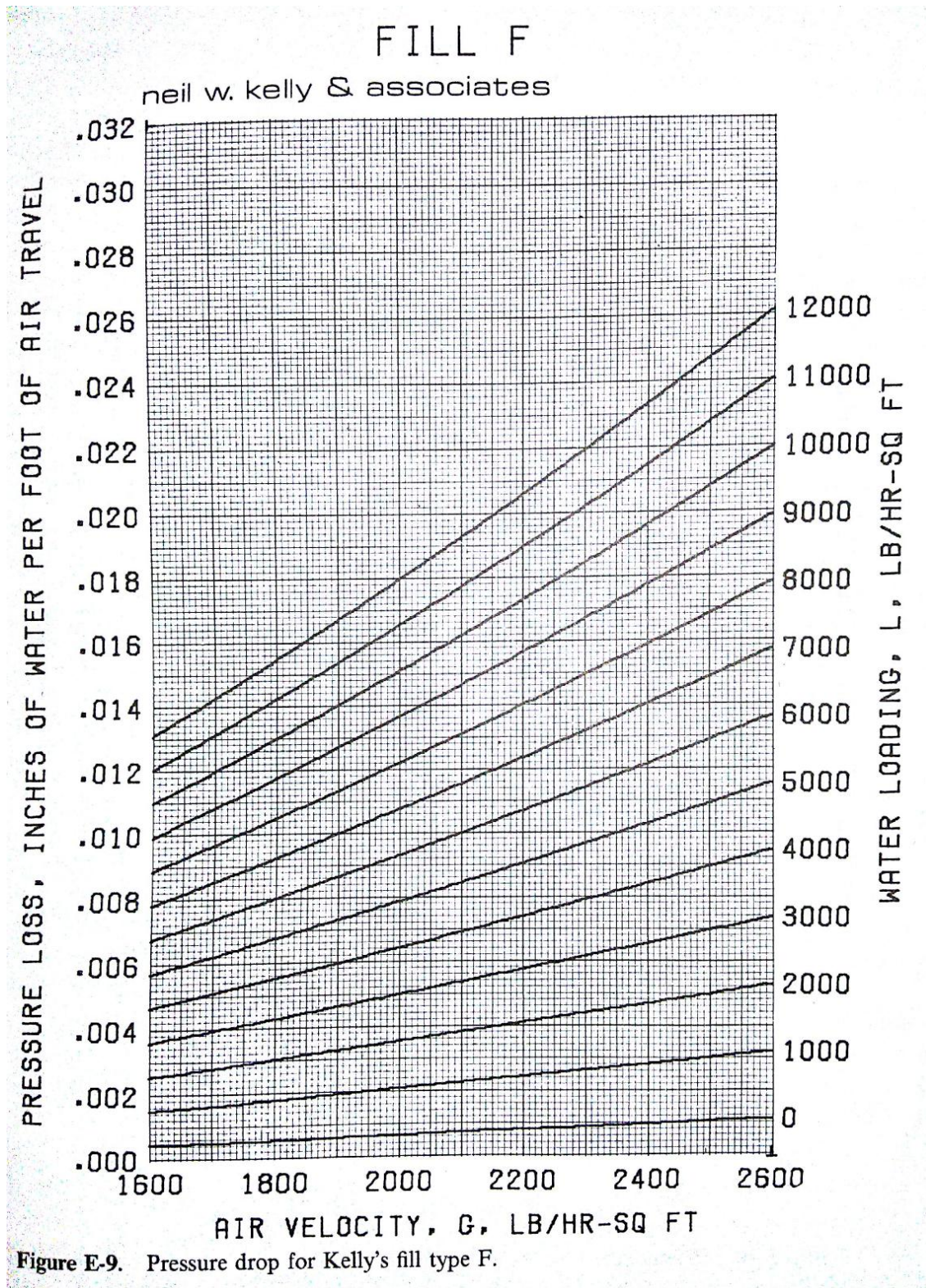


Figura 127. Gráfica de pérdida de presión en el empaquetamiento. [26]

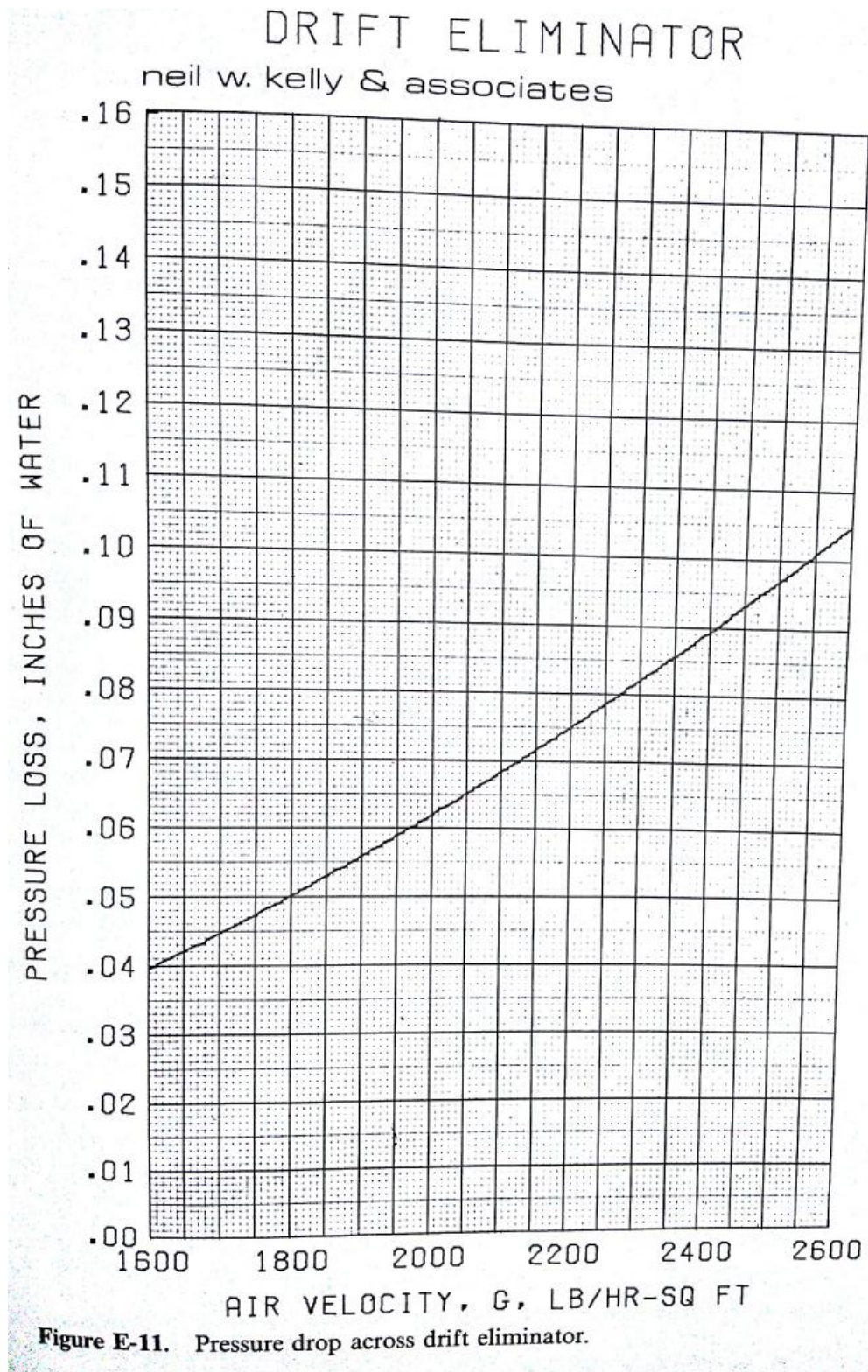


Figura 128. Gráfica de pérdida de presión en el eliminador. [26]

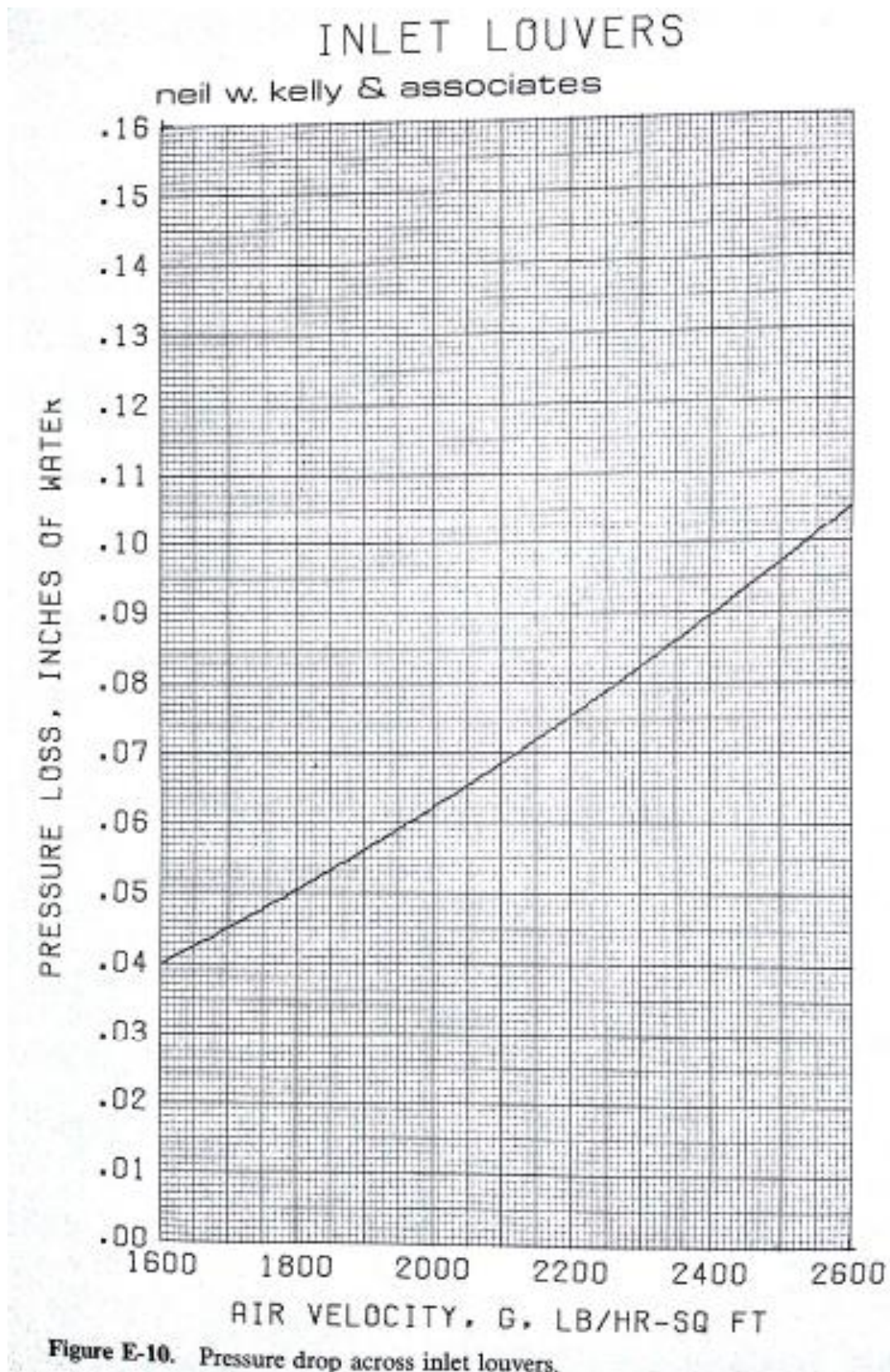


Figura 129. Gráfica de pérdida de presión en la entrada de aire. [26]

5.5 CÁLCULO DE BOMBAS.

La potencia consumida por el sistema de bombeo es:

$$W_b = \frac{\dot{m}_w * TDH * g}{\eta_m * \eta_e} \quad (5.5.1)$$

Donde TDH es la altura total o la caída de presión del foco frío en m, η_m es el rendimiento de la bomba y η_e es el rendimiento eléctrico del motor de la bomba.

Para estimar la altura (TDH, Total Dynamic head) se calcula la caída de presión total del agua de circulación, se descompone en pérdidas estáticas (i-v) y dinámicas (vi):

- i. Altura neta vertical: es la distancia vertical entre el nivel operativo y la entrada de agua.
- ii. Caída de presión a través del conducto de salida de la torre de refrigeración: aproximadamente 1 psi, aunque puede haber un filtro que añada pérdida.
- iii. Caída de presión por fricción debido al paso a través de las tuberías, elementos de conexión (fitting) y válvulas.
- iv. Caída de presión por los elementos de refrigeración: datos de los fabricantes.
- v. Caída de presión del sistema de distribución de agua: aproximadamente 2 psi.
- vi. Presión dinámica: caída de presión necesaria para conseguir la velocidad en circuito abierto, se calcula como $V^2/2g$ o se toma de un diagrama.

5.6 CONSIDERACIONES DE OPERACIÓN.

5.6.1 Consideración del efecto de pared:

Una determinada cantidad de agua se desvía a lo largo de la torre por las particiones, columnas internas y paredes, este fenómeno se denomina efecto de pared. Este agua no se enfría de forma tan eficiente como el agua que pasa a través del empaquetamiento. El porcentaje de agua afectada depende del diseño de la torre, alcanzando hasta un 20% del caudal total en torres pequeñas y un 2-5% en torres de gran tamaño.

A la hora de realizar el cálculo no existe un método preciso, hay que llevar a cabo determinadas suposiciones y factores basados en la experiencia. La primera suposición es que el agua afectada se refrigera un 50% menos que el agua que fluye correctamente por el empaquetamiento, la segunda consiste en el método de estimación del porcentaje de agua afectado. Este cálculo se suele relacionar con la cantidad y distribución de los nozzles.

Un ejemplo de dicho método de cálculo sería el siguiente [3]:

- El 10% del agua que pasa a través de nozzles cercanos a las cuatro paredes de la torre se vería afectada por el efecto pared.

- El 20% del agua que pasa a través de nozzles posicionados en las esquinas de la torre se vería afectada por el efecto pared.

- El 5% del agua que pasa a través de nozzles posicionados adyacentes a las columnas internas se vería afectada por el efecto pared.

Una vez calculado el porcentaje de agua afectada, se multiplica por el 50% para calcular la cantidad de agua que a efectos térmicos no ha sido refrigerada.

5.6.2 Sistema de distribución de agua:

La distribución del agua caliente sobre el empaquetamiento es uno de los factores claves en el funcionamiento de la torre. La efectividad de este sistema es función del diseño del depósito, de los nozzles u orificios y de la estructura de la cámara de espráis.

El impacto del sistema en el funcionamiento es una combinación de la uniformidad en la distribución del agua, la caída de presión del aire a lo largo de la estructura de la cámara de espráis y la transferencia de calor en la zona de espráis.

A lo hora de diseñar los nozzles, hay que considerar los siguientes puntos:

- i. Localización de los nozzles y calidad del agua (minimizar ensuciamiento).
- ii. Capacidad de suministrar un flujo uniforme en un amplio rango de flujos.
- iii. Operación eficiente mientras consume la mínima energía de la bomba.

La estructura de la cámara de espráis es un elemento clave porque el agua puede golpear en las paredes o particiones, aumentando el efecto pared.

5.6.3 Sistema de distribución de aire:

La distribución del aire a través del empaquetamiento depende significativamente de tres factores:

I. Geometría de la entrada de aire:

Los estudios muestran que la porción de empaquetamiento adyacente a la entrada de aire no tiene una distribución correcta de flujo de aire, debido a que el aire llega de una parte superior u horizontal a la entrada de aire, manteniendo un tiempo la dirección de entrada del aire.

Otro factor crítico son las interferencias estructurales, que pueden crear perturbaciones en el flujo y cambiar la dirección.

II. Ratio de presión:

Es el ratio entre la presión estática y la presión dinámica o velocidad de presión. Representa la resistencia a la entrada de aire, a mayor ratio, mejor entrada de aire y distribución posterior en el empaquetamiento, mientras que a menor ratio, peor distribución y estabilidad en la entrada de aire.

$$PR = \frac{\text{Presión estática}}{\text{Presión dinámica}} \quad (5.6.1)$$

Un aumento en la velocidad del aire a la entrada debido al viento disminuye el ratio de presión (en relación al cuadrado de la velocidad).

El ratio de presión es un parámetro limitante a la hora de optimizar la distribución de aire, no se aplican valores por debajo de 5 en torres de refrigeración. La tendencia es el diseño de torres con una caída de presión baja y velocidad de entrada alta.

III. Cobertura del ventilador:

La cobertura del ventilador depende del tamaño del ventilador, del tamaño de la célula y de la altura del plenum.

Una velocidad del aire de escape baja respecto a la velocidad del viento puede afectar a la velocidad que se recupera en el stack para torres con stack altos, y además, puede reintroducir el aire en el ventilador en torres de bajo stack. Generalmente, se utiliza una velocidad de salida del stack de 1.4 veces la velocidad del viento para garantizar el correcto funcionamiento de la torre de refrigeración.



Otra de las consecuencias de una baja velocidad del aire a la salida del stack es la tendencia del aire a ser atrapado por la corriente de viento, entrando de nuevo a la torre con el nuevo aire de entrada, aumentando la temperatura de bulbo húmedo y disminuyendo la capacidad de refrigeración por la recirculación.

5.6.4 Recirculación de gases de salida:

La recirculación en las torres de refrigeración consiste en la adulteración del aire ambiente por el aire de salida de la torre cuando se introduce en la torre. Esta adulteración aumenta la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada por encima de la temperatura del aire ambiente, degradando el performance de la torre.

Este fenómeno ocurre principalmente por el efecto del viento sobre el aire de salida, que crea un gradiente de presión negativo en su zona a sotavento. Además el propio diseño de la torre y los fenómenos meteorológicos pueden incrementar la mezcla de aire.

La recirculación se mide como el porcentaje del aire que entra a la torre proveniente del aire de escape de la torre.

$$Q = G * \left(1 - \frac{Rc}{100}\right) * h_a + G * \left(\frac{Rc}{100}\right) * h_2 = G * h_1 \quad (5.6.2)$$

Siendo Q la carga térmica en kJ/s, Rc el valor de recirculación en %, G el caudal de aire a la entrada en kg/s, h_a la entalpía del aire ambiente en kJ/kg, h_1 la entalpía de entrada de la mezcla de aire en kJ/kg y h_2 la entalpía de salida del aire de la torre en kJ/kg.

Despejando:

$$Rc = \frac{h_1 - h_a}{h_2 - h_a} * 100 \quad (\%) \quad (5.6.3)$$

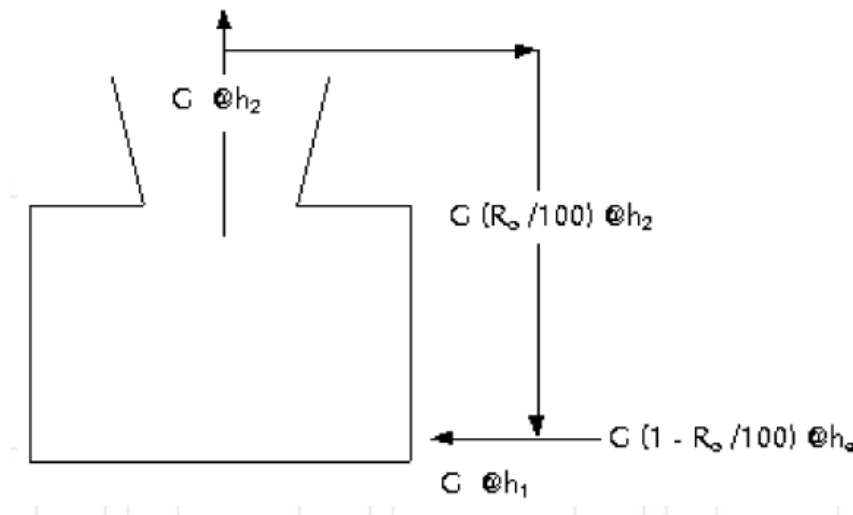


Figura 130. Esquema de recirculación

Una simulación usando software CFD (computational fluid dynamics) [32] y simplificando la torre como una columna de 3 metros de alto y 2 de ancho, con una salida de diámetro 1.6 metros, entrada de 0.32 metros de altura y base de 0.5 metros de altura en configuración en contraflujo, concluye los siguientes resultados en función de la velocidad de salida y entrada del aire, las estructuras cercanas (H_b es su altura y L_b la distancia de la estructura a la torre) y la velocidad del viento (cross wind, desde el costado).

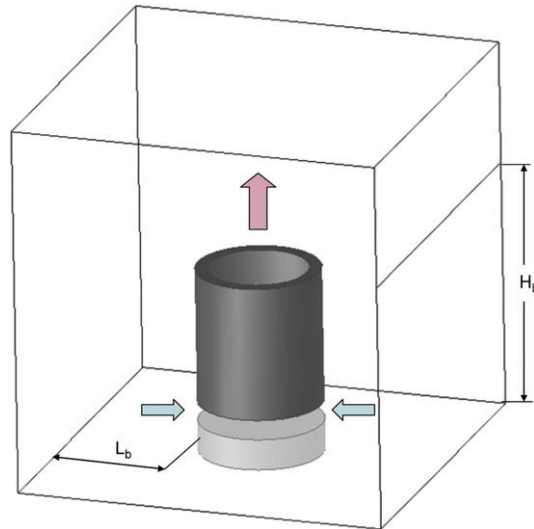


Figura 131. Esquema del test de recirculación. [32]

El test utiliza la siguiente definición del factor de recirculación y la media de todas las simulaciones. Para el caso de diseño, las temperaturas de entrada y de salida son 288 K y 293 K respectivamente.

$$Rc = \frac{T_1 - T_a}{T_2 - T_a} * 100 (\%) \quad (5.6.4)$$

Recirculation ratios under various operating conditions.

	V_{in} (m/s)	V_{out} (m/s)	Enclosure structure		Crosswind (m/s)	Recirculation ratio
			H_b (m)	L_b (m)		
Case 1	1.92	3	no		no	no
Case 2	1.92	3	no		2	About 2%
Case 3	1.92	3	4	2	no	no
Case 4	1.92	3	4	2	2	About 5%
Case 5	1.92	3	4	4	2	About 3%
Case 6	1.28	2	4	2	2	About 15%
Case 7	2.88	4.5	4	2	2	About 5%

Figura 132. Resultados del test de recirculación. [32]

Como se puede observar, la torre obtiene los mayores factores de recirculación cuando la velocidad de salida del aire es baja, la distancia a las estructuras colindantes es pequeña y la velocidad del viento es alta.

5.7 TEST Y CÓDIGOS DE DISEÑO.

5.7.1 Códigos y guías:

El Cooling Tower Institute (CTI) es una organización sin ánimo de lucro establecida en Houston, formada por usuarios de torres de refrigeración, tecnólogos, fabricantes y proveedores de servicios. Es la organización más conocida del campo de las torres de refrigeración, especialmente por sus guías de cálculo, especificaciones técnicas, procedimientos de test y librería de estudios y artículos (journal).

American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) es una organización internacional sin ánimo de lucro establecida en Atlanta, promueve publicaciones basadas en investigaciones y en especial, suministra los datos referenciales sobre el tiempo (temperatura de bulbo húmedo) a los fabricantes.

Cuando una torre es certificada por el CTI code tower, los siguientes estándares son parte de sus especificaciones:

- i. STD-103 Redwood Lumber Specification
- ii. ATC-105 Acceptance Test Code
- iii. STD-111 Gear Speed Reducers
- iv. STD-114 Douglas fir Lumber Specification
- v. STD-115 Southern Pine Lumber Specification
- vi. STD-118 Inquiry and Bid Form
- vii. STD-119 Timber Fastener Specification
- viii. STD-127 Asbestos Cement Materials for Application on Industrial Water Cooling Towers
- ix. STD-201 Certification Standard for Commercial Water Cooling Towers

5.7.2 Testing:

En los contratos se establecen una serie de parámetros garantizados para unas determinadas condiciones junto con unas curvas de corrección para corregir los valores de testeo y evaluarlos frente a las condiciones de diseño, condiciones a las cuales se han garantizado los parámetros de funcionamiento. Además de valores garantizados, los contratos suelen llevar adjunto una serie de cláusulas (liquidated damages y make good), que son multas por desviaciones del buen funcionamiento y una desviación máxima a partir de la cual no se acepta el producto.

Para evaluar la torre se llevan a cabo performance tests, basados en los criterios establecidos por ATC 105 (CTI) y PTC-23 (ASME), que detallan la preparación, la instrumentación, el procedimiento de toma de datos y la computación de resultados.

Las condiciones de diseño son, generalmente, diferentes a las de operación durante el test, por lo que se preparan una serie de curvas de corrección para comparar la medida durante el test con las garantías para las condiciones de diseño.

El testeo de la torre debe estar certificado y acorde al CTI standard STD-201D, sello que garantiza el funcionamiento, revisión, evaluación y testeo.

I. Preparación de la torre para el test:

Los elementos deben estar limpios y los instrumentos acorde a los códigos.

II. Parámetros e instrumentos de testeo:

Siempre debe medirse el caudal de agua, la temperatura del agua caliente, la temperatura del agua fría, la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada, la potencia del ventilador en torres mecánicas o la temperatura de bulbo seco en torres naturales y la velocidad del aire. Otros valores que se incluyen normalmente son la presión de descarga de la bomba, las medidas de caudal y temperatura de agua de reposición, las medidas de caudal y temperatura del agua purgada etc.

Normalmente se utilizan sistemas integrados de adquisición de datos como el de la siguiente figura:

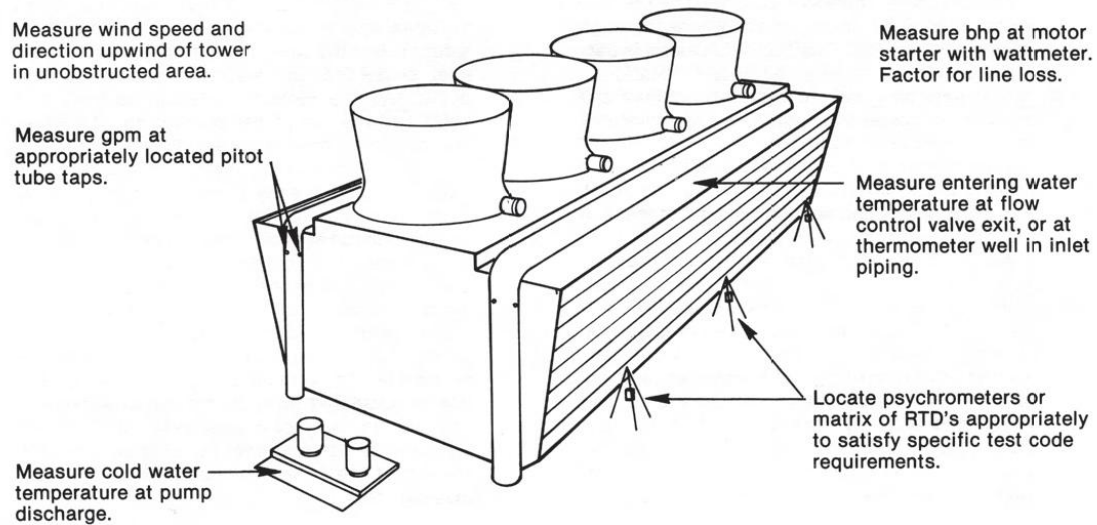


Figura 133. Performance test

i. Medidas de temperatura del aire:

Se utilizan psicrómetros de aspiración mecánica. Las zonas de medida de la temperatura deben estar incluidas en el contrato y acordes a los códigos de testeo.

ii. Medida de temperatura del agua:

Se utilizan termómetros de mercurio o sensores de resistencia, como RTDs (detectores de temperatura resistivos) o termistores. La temperatura del agua caliente se toma en el canal de distribución (en torres en contraflujo) o en la tubería que lleva el agua a la torre y la temperatura de agua fría se toma en la descarga de la bomba.

iii. Medida del flujo de agua:

Se mide con un tubo de pitot transversal en la tubería que lleva el agua a la torre, en un tubo venturi o en una placa de orificios.

iv. Medida de potencia:

Se utiliza un vatímetro o un conjunto voltímetro y amperímetro (aplicando el factor de potencia y las eficiencias a los resultados).

v. Altura total dinámica:

Se mide con manómetros diferenciales.

Los códigos recomiendan desviaciones límites de los parámetros de diseño. Los instrumentos deben estar calibrados para el test, cuyas hojas de calibración deben adjuntarse al test para su revisión y verificación.

III. Condiciones de operación:

Ambos códigos recomiendan variaciones porcentuales desde las condiciones de diseño, aunque deberán acordarse entre ambas partes. Las recomendaciones de CTI:

Caudal de agua $\pm 10\%$

Rango $\pm 20\%$

Carga Térmica $\pm 20\%$

Temperatura de bulbo húmedo $\pm 8.5^\circ\text{C}$

Temperatura bulbo seco $\pm 14^\circ\text{C}$

Velocidad del viento media $< 4.5 \text{ m/s}$

Potencia del ventilador $\pm 10\%$

Presión atmosférica $\pm 3.5 \text{ kPa}$

IV. Test:

Se deben escoger periodos en los que no exista gran variación de las condiciones ambientales y no es recomendable más de una hora de duración desde las condiciones iniciales establecidas.

El test debe programarse con la agencia de licencias de testeo del CTI o con otra agencia establecida por mutuo acuerdo.

V. Evaluación de los datos:

Los análisis de los datos deben seguir el código ASME o el código del CTI. Acordes al CTI, existen varios métodos de evaluación, los dos métodos más sencillo y utilizados son:

i. Evaluación por curvas características:

Si el fabricante provee de la curva característica, se determina el valor de funcionamiento con la relación de caudales (5.7.1) y el procedimiento de cálculo del número de transferencia, acorde al CTI form ATP 127 (método de Merkel).

$$(L/G)_t = (L/G)_d * \left(\left(\frac{m_{wt}}{\rho_t} \right) / \left(\frac{m_{wd}}{\rho_d} \right) \right) * (W_d/W_t)^{1/3} * (\rho_t/\rho_d)^{1/3} * (v_t/v_d) \quad (5.7.1)$$

Se sitúa el punto de operación (L/G , KaV/L) en el diagrama que contiene la curva característica de diseño y se traza una recta paralela a la curva característica de diseño (con la misma pendiente) que cruce por este punto. El cruce de la curva característica del test con la curva de demanda de diseño es el valor máximo del ratio de flujos (L/G) que cumple con la demanda de diseño.

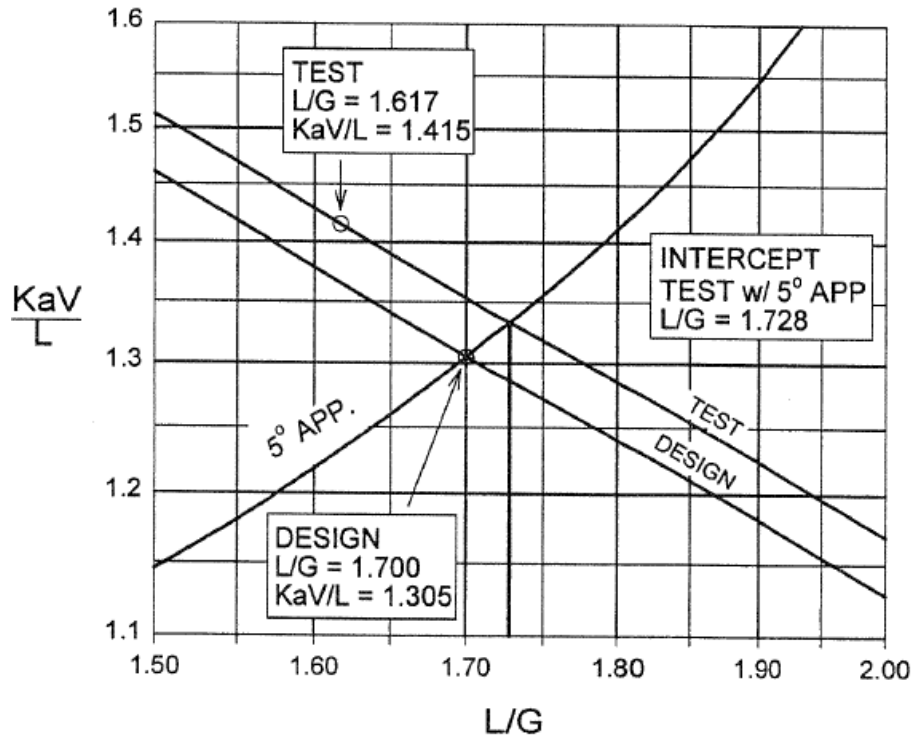


Figura 134. Ejemplo de performance test por el método de curvas características.

ii. Evaluación por curvas de funcionamiento:

Se calcula la capacidad de la torre de la siguiente manera:

$$m_{w_{adj}}/\rho_{adjt} = (m_{w_t}/\rho_t) * (W_d/W_t)^{1/3} * (\rho_t/\rho_d)^{1/3} \quad (5.7.2)$$

$$C = \frac{m_{w_{adj}}/\rho_{adjt}}{m_{w_t}/\rho_t} * 100 (\%) \quad (5.7.3)$$

Donde C es la capacidad de la torr, $m_{w_{adj}}$ es el caudal de agua ajustado y $m_{w_{pred}}$ la previsión del caudal, que se calcula mediante procedimientos gráficos y correcciones a partir de las curvas suministradas y las condiciones del test.

Figure D-2. Water Flow Rate = 56,792 gpm (100%)

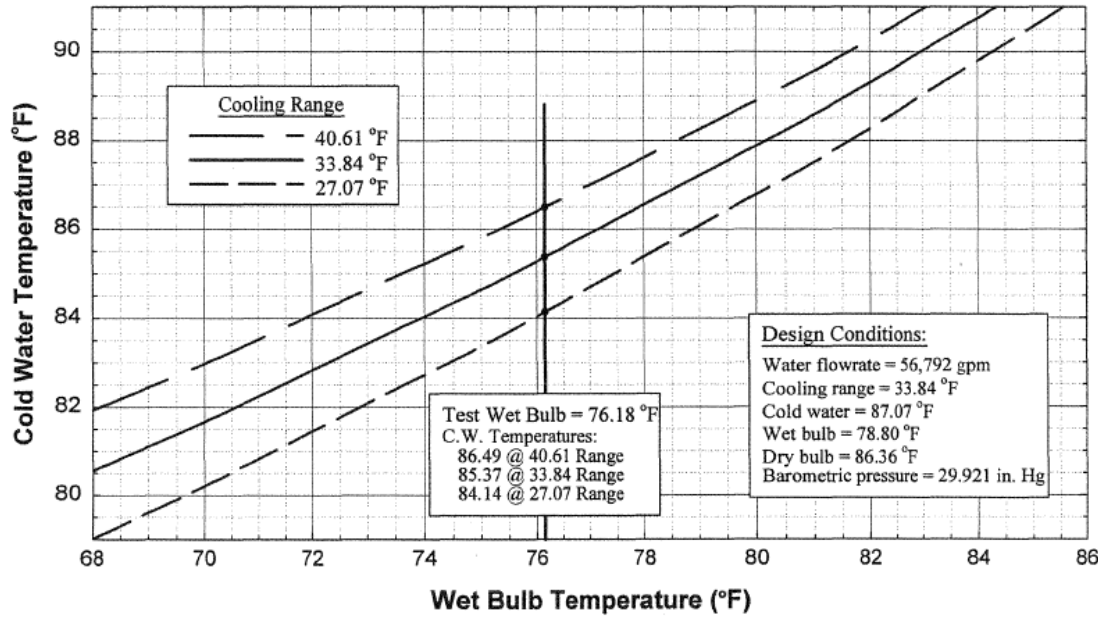


Figure D-3. Water Flow Rate = 62,471 gpm (110%)

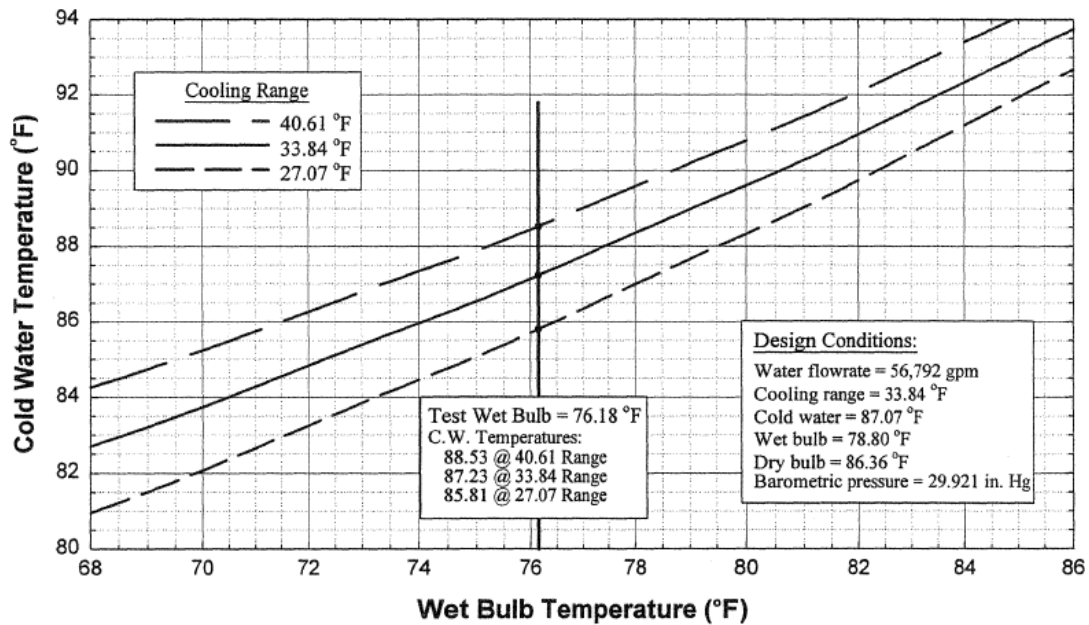


Figure D-4. Crossplot 1.
Wet Bulb = 76.18 °F

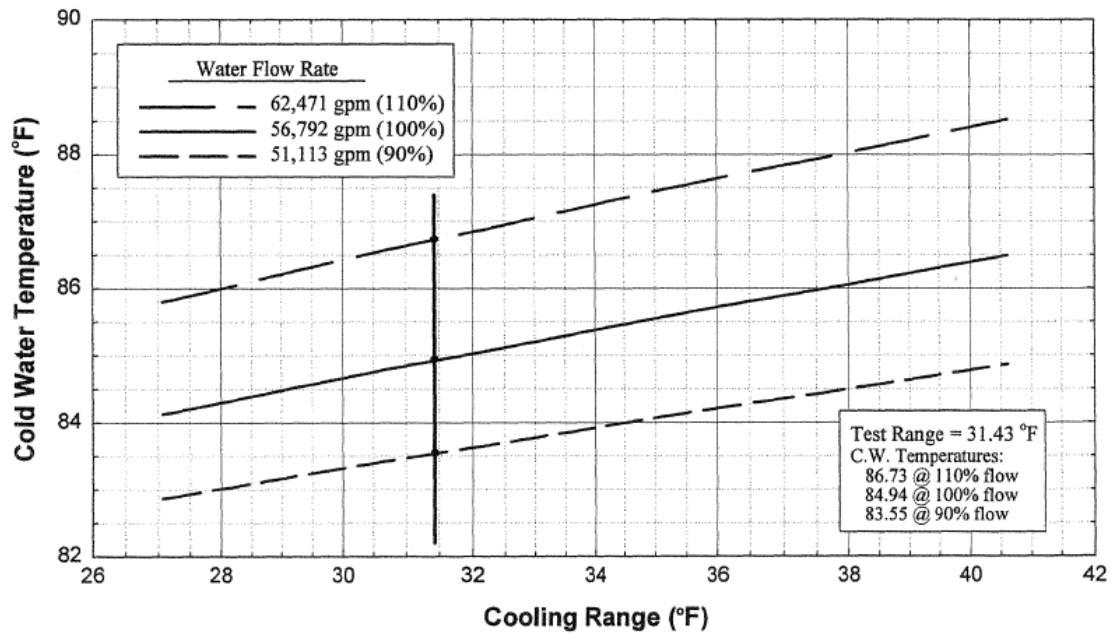


Figure D-5. Crossplot 2.
Wet Bulb = 76.18 °F Range = 31.43 °F

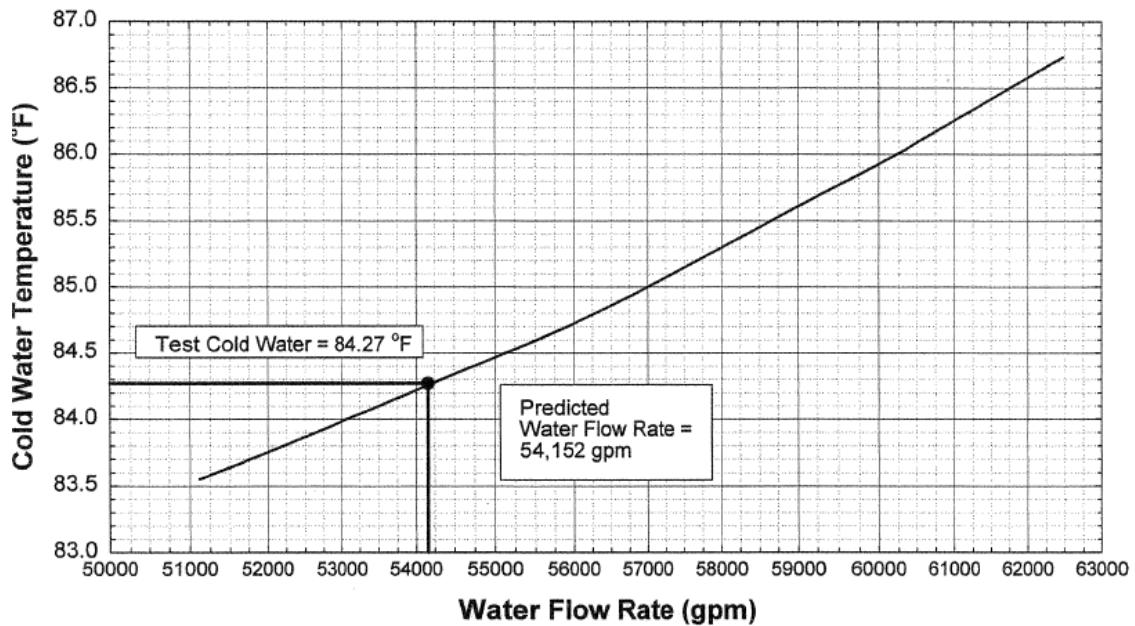


Figura 135. Ejemplo de performance test por el método de curvas de performance.



CAPÍTULO 6

APLICACIONES EN MATLAB

6.1 INTRODUCCIÓN A LAS APLICACIONES.

La principal motivación de las aplicaciones es asistir al proceso de diseño y simulación de centrales térmicas en fase de oferta. Para situarnos, este tipo de proyectos consisten en el de diseño de una central térmica para, en caso de adjudicación, llevar a cabo su desarrollo y puesta en marcha. En las fases iniciales, el cliente establece bases en las que define todos los requisitos técnicos, comerciales y económicos. Durante una serie de intercambios de ofertas previas y aclaraciones, el cliente evalúa y elimina candidatos antes de llegar a la oferta final, madurando los requisitos del proyecto mediante aclaraciones que surgen del propio proceso de licitación.

La parte técnica de las ofertas se basa, principalmente, en el balance térmico o HMBD (Heat and Mass Balance Diagram), el cuál integra el funcionamiento de todos los equipos principales y en torno al cual se define el resto de equipos de la planta de generación. En el HMBD se representan de manera detallada todos los intercambios y generaciones de calor y masa que ocurren en la central. Un ejemplo de dos tipos de HMBD con diferencias niveles de detalle:

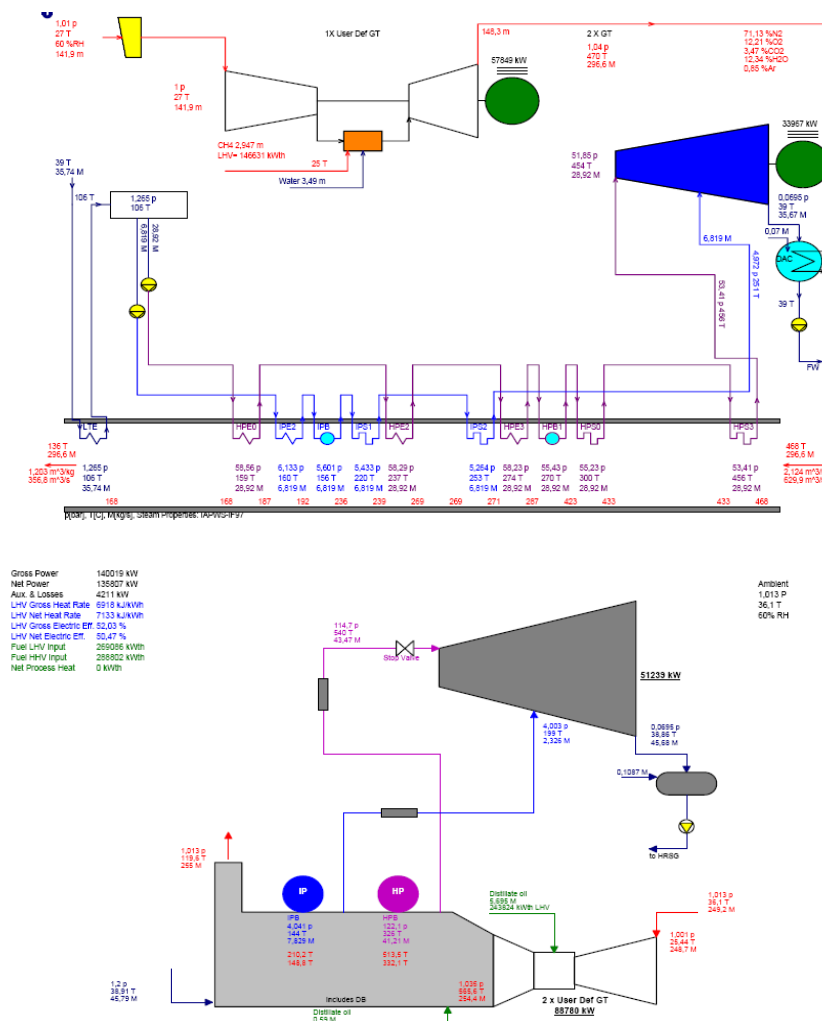


Figura 136. HMBD.

Una vez definido el balance térmico, se establecen garantías de generación (potencia y rendimiento o heat rate) ligadas a determinadas condiciones de diseño, que incluyen condiciones de operación, ambientales y de combustible.

Resumiendo, el balance térmico de una planta de generación es la integración de las actuaciones de los equipos principales mediante un método iterativo que tiene como objetivo cumplir con una serie de requisitos que marca el cliente, por ejemplo, potencia mínima neta, potencia bruta comprendida entre dos valores, temperatura máxima de los gases de escape de chimenea, etc.

Para el caso de centrales térmicas de ciclo combinado, los equipos mecánicos principales con gran impacto económico son la turbina de gas, la turbina de vapor, la caldera de recuperación y el foco frío, formado generalmente por un condensador con refrigeración directa, un grupo condensador-torre de refrigeración o un aerocondensador.

En mi trabajo, las torres de refrigeración son un elemento definido en última instancia y comprometido por el diseño de los demás equipos principales del ciclo, sin influencia directa sobre el diseño de los demás equipos. Salvo requisitos excepcionales a la hora de diseñar y seleccionar la torre de refrigeración, no teníamos especial consideración como con otros equipos principales. Para suplir esta carencia técnica, decidí llevar a cabo varias aplicaciones para poder tener una visión más amplia de cómo actúa la torre y qué mejoras se pueden llevar a cabo. Los suministradores de torres de refrigeración llevan a cabo el diseño de la torre de refrigeración, pero al no tener una visión global del proyecto, se pueden obtener ciertas ventajas siguiendo de manera precisa sus procedimientos. Además, los plazos de las ofertas no siempre son asumibles por los suministradores, por ejemplo, el suministrador consigue en plazo un diseño para las condiciones de referencia del proyecto, pero a la hora de llevar a cabo un off-design, no entra en plazo. Por último, otra razón importante es que los suministradores no comparten toda la información relativa al funcionamiento de la torre, sin el seguimiento exacto de la información no podemos conocer todos los detalles, como por ejemplo, el margen de actuación que seleccionan para mantenerse en el lado de la seguridad, el funcionamiento en condiciones extremas etc.

Los suministradores, a parte de una especificación técnica que incluye data sheets con la información solicitada o estándar, suministran una breve descripción y, en el mejor de los casos, una serie de curvas de demanda y performance para información, en las que parte de la información necesaria para caracterizar la torre no está disponible de forma directa.

Un ejemplo de curvas suministradas:

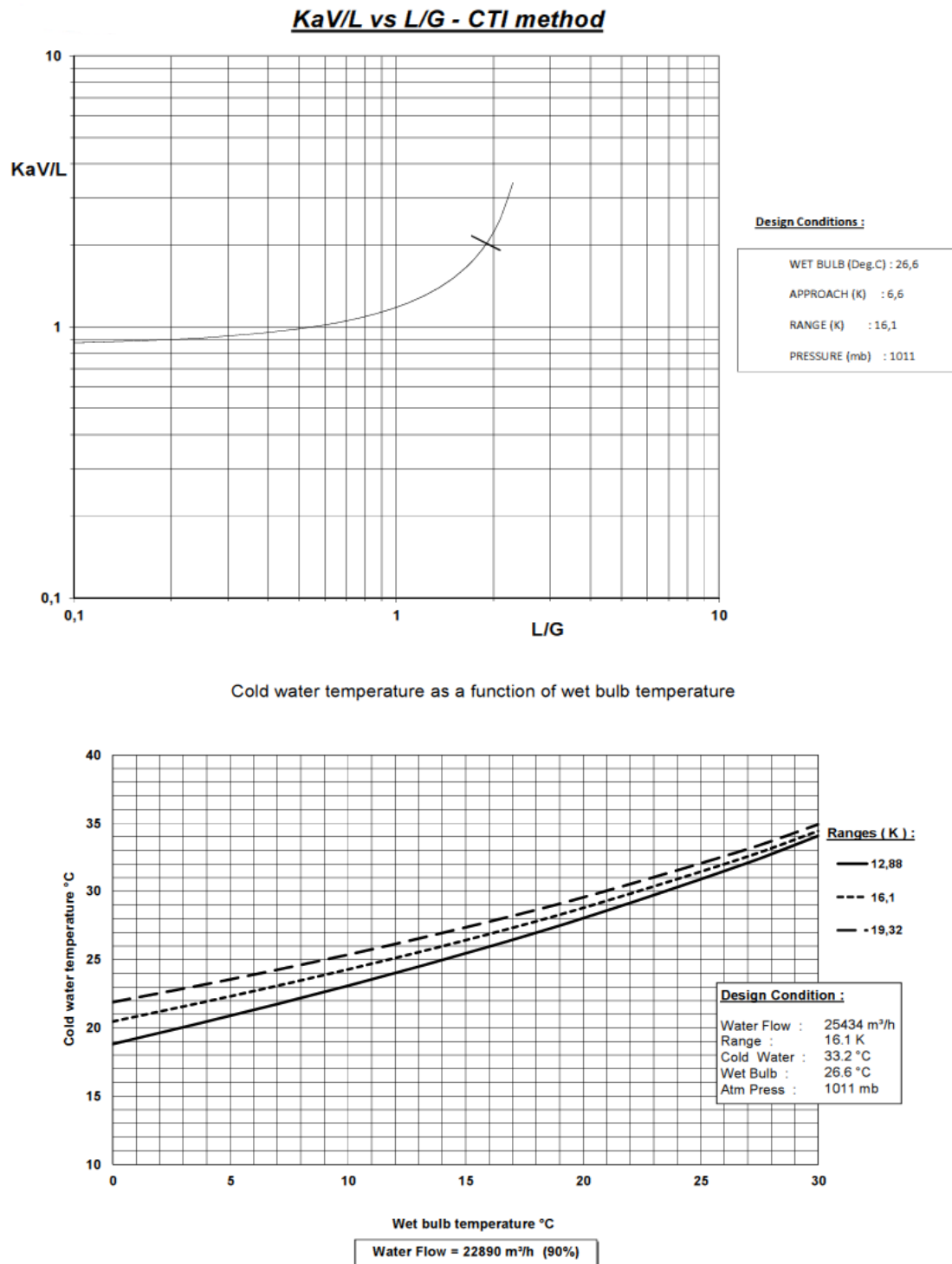


Figura 137. Curvas del suministrador.

En estas curvas se puede observar como la curva característica de la torre de refrigeración no está dibujada y simplemente se representa el punto de diseño (cruce de curvas). Para solucionar este vacío de información, pedimos una serie de puntos (de dos en adelante) de funcionamiento de la torre, así podemos representar la curva característica sobre las curvas de demanda, utilizando alguna de las formas de correlación propuestas. De esta manera, obtenemos un conocimiento pleno del funcionamiento de la torre.

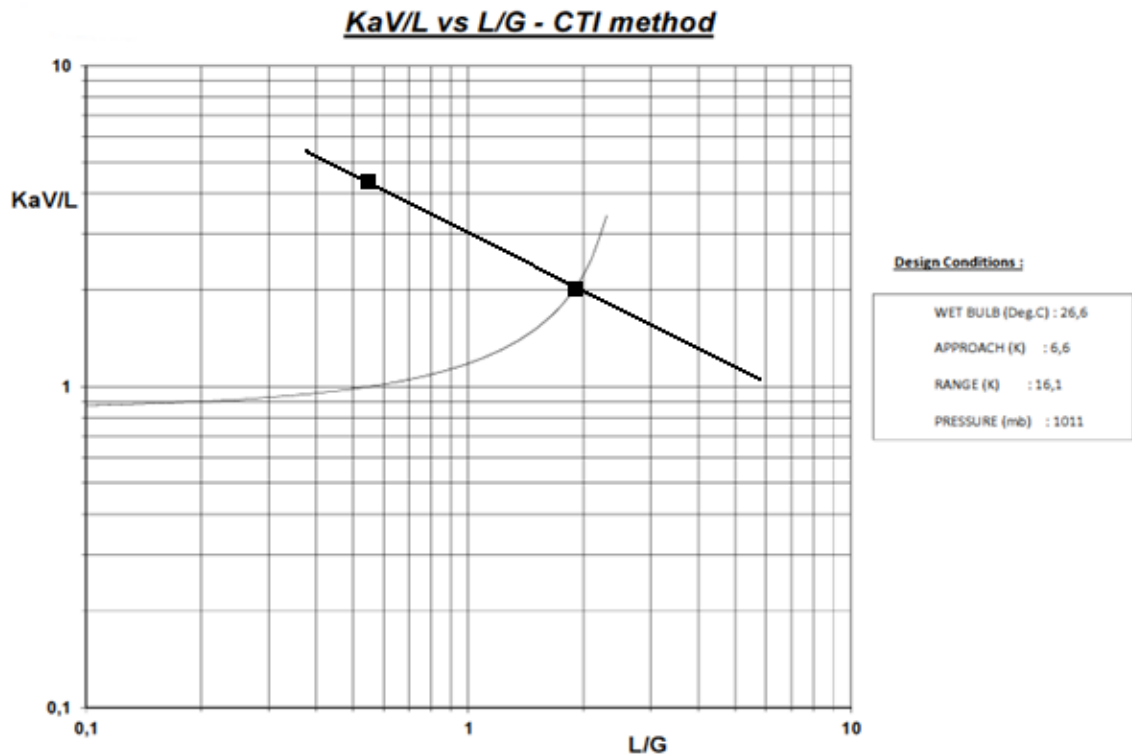


Figura 138. Representación de una curva característica a partir de dos puntos.

6.2 FUNCIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA PARA EMPAQUETAMIENTOS EN CONTRAFLUJO.

6.2.1 Función de demanda para el caso en contraflujo:

Calcula la transferencia de calor y masa en el empaquetamiento, para una determinada demanda térmica, de acuerdo al método de Poppe, desarrollado en el capítulo 4, sección 2 (4.2). Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en el Anexo A):

$[Tao, Twbo, Wo, mwo, Isso, Ima, Mepo, HRo, Q] = \text{DemandaContraflujo}(Twi, Two, mwi, Pa, Tai, mai, Twbi, d, Wo)$

I. Entradas:

- i. Twi es la temperatura del agua a la entrada del empaquetamiento en °C.
- ii. Two es la temperatura del agua a la salida del empaquetamiento en °C.
- iii. mwi es el caudal de agua a la entrada del empaquetamiento en kg/s.
- iv. Pa es la presión atmosférica en Pa.
- v. Tai es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del empaquetamiento en °C.
- vi. mai es el caudal de aire seco a la entrada del empaquetamiento en kg/s.
- vii. Twbi es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del empaquetamiento en °C.
- viii. d es el número de intervalos + 1 o número de puntos.
- ix. Wo es la estimación de la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire seco.

II. Salidas:

- i. Tao es la temperatura de bulbo seco del aire a la salida del empaquetamiento en °C.



- ii. T_{wbo} es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del empaquetamiento en $^{\circ}\text{C}$.
- iii. W_o es la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire seco.
- iv. m_{wo} es el caudal de agua a la salida del empaquetamiento en kg/s
- v. I_{sso} e I_{mao} son las entalpías del aire a la salida del empaquetamiento en J/kg de aire seco.
- vi. M_{epo} es el número de Merkel acorde al método de Poppe.
- vii. H_{Ro} es la humedad relativa del aire a la salida del empaquetamiento %.
- viii. Q es la carga térmica en W .

6.2.2 Función de performance para el caso en contraflujo:

Calcula la transferencia de calor y masa en el empaquetamiento, para un punto de transferencia caracterizado, de acuerdo al método de Poppe, desarrollado en el capítulo 4, sección 2 (4.2). Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en Anexo A):

$[Tao, Twbo, Wo, mwo, Two, Isso, Imao, HRo, Q] = \text{PerformancePuntoContraflujo}(Twi, mwi, Pa, Tai, mai, Twbi, d, Mepoe, Wo)$

I. Entradas:

- i. Twi es la temperatura del agua a la entrada del empaquetamiento en °C.
- ii. mwi es el caudal de agua a la entrada del empaquetamiento en kg/s.
- iii. Pa es la presión atmosférica en Pa.
- iv. Tai es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del empaquetamiento en °C.
- v. mai es el caudal de aire seco a la entrada del empaquetamiento en kg/s.
- vi. Twbi es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del empaquetamiento en °C.
- vii. d es el número de intervalos + 1 o número de puntos.
- viii. Mepoe es el número de Merkel acorde al método de Poppe.
- ix. Wo es la estimación de la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire seco.

II. Salidas:

- i. Tao es la temperatura de bulbo seco del aire a la salida del empaquetamiento en °C.
- ii. Twbo es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del empaquetamiento en °C.
- iii. Wo es la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire seco.
- iv. mwo es el caudal de agua a la salida del empaquetamiento en kg/s.



- v. Two es la temperatura del agua a la salida del empaquetamiento en °C.
- vi. Isso e Imao son las entalpías del aire a la salida del empaquetamiento en J/kg de aire seco.
- vii. HRo es la humedad relativa del aire a la salida del empaquetamiento %.
- viii. Q es la carga térmica en W.

6.3 FUNCIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA PARA EMPAQUETAMIENTOS EN FLUJO CRUZADO.

Calcula la transferencia de calor y masa en el empaquetamiento, para una determinada demanda térmica, de acuerdo al método de Poppe, desarrollado en el capítulo 4, sección 3 (4.3). Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en el Anexo A):

[Taom,Wom,Twom,mwom,Issom,Imaom,Lfii,Me,HRom,Q]=DemandaFlujoCruzado
(Twi,Two,mwi,Pa,Tai,mai,Twbi,Lfi,Lx,Ly,d,Meh,inc)

I. Entradas:

- i. Twi es la temperatura del agua a la entrada del empaquetamiento en °C.
- ii. Two es la temperatura del agua a la salida del empaquetamiento en °C.
- iii. mwi es el caudal de agua a la entrada del empaquetamiento en kg/s.
- iv. Pa es la presión atmosférica en Pa.
- v. Tai es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del empaquetamiento en °C.
- vi. mai es el caudal de aire seco a la entrada del empaquetamiento en kg/s.
- vii. Twbi es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del empaquetamiento en °C.
- viii. Lfi es la altura del empaquetamiento en m.
- ix. Lx es el largo del empaquetamiento en m.
- x. Ly es el ancho del empaquetamiento en m.
- xi. d es el número de intervalos + 1 o número de puntos.
- xii. Meh es la estimación de Merkel en la dirección h.
- xiii. inc es el incremento de cada iteración sobre Meh.

II. Salidas:

- i. Taom es la temperatura de bulbo seco del aire a la salida del empaquetamiento en °C.
- ii. Wom es la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire seco.



- iii. T_{wom} es la temperatura del agua a la salida del empaquetamiento en $^{\circ}\text{C}$.
- iv. m_{wom} es el caudal de agua a la salida del empaquetamiento en kg/s .
- v. I_{ssom} e I_{maom} son las entalpías del aire a la salida del empaquetamiento en J/kg de aire seco.
- vi. L_{fii} longitud del empaquetamiento simulado en m .
- vii. Me es el número de Merkel acorde al método de Poppe.
- viii. HR_{om} es la humedad relativa del aire a la salida del empaquetamiento en $\%$.
- ix. Q es la carga térmica en W .

6.4 FUNCIONES ADICIONALES.

6.4.1 Curva característica:

Calcula las constantes de correlación de la transferencia de calor y masa y de la caída de presión en empaquetamientos, de acuerdo al capítulo 5, secciones 2 y 4 (5.2 y 5.4). Además, dibuja la curva característica en función del ratio G_w/G_a . Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en el Anexo A):

[C,Cp]=CurvaCaracteristica(varo,Xo)

I. Entradas:

- i. varo es el vector $\text{varo}=[\text{var1}, \text{var2}, \dots]$ correlacionado, Me, Me/Lfi, VarP, Kfi/Lfi...
- ii. Xo es la matriz $[\text{XP1 } \text{YP1}; \text{XP2 } \text{YP2} \dots]$ de correlación $[\text{Gw1 } \text{Ga1 } \text{Lfi1 } \text{Tw1}; \dots], [\text{Gw1 } \text{Ga1}; \dots] \dots$

II. Salidas:

- i. C es el vector $[\text{C1}, \text{C2}, \dots]$ de constantes de correlación.
- ii. Cp es el vector $[\text{Cp1}, \text{Cp2}]$ de constantes de correlación para la

$$\text{fórmula } \frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * \left(\frac{G_w}{G_a} \right)^{C_2}.$$



6.4.2 Correlación:

Calcula el valor correlacionado de acuerdo al capítulo 5, secciones 2 y 4 (5.2 y 5.4). Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en el Anexo A):

[var]=Correlacion(C,X)

I. Entradas:

- i. C es el vector [C1, C2,...] de constantes de correlación.
- ii. X es la matriz [XP1 YP1;XP2 YP2...] de correlación [Gw1 Ga1 Lfi1 Twi1;...],[Gw1 Ga1;...]

II. Salidas:

- i. var es el vector var=[var1, var2,...] correlacionado, Me, Me/Lfi,VarP,Kfi/Lfi...

6.4.3 Potencia ventilador:

En el capítulo 5, sección 4 (5.4), se presentan dos formas de calcular la potencia del ventilador; la primera forma, en función de todos los coeficientes de pérdidas de cada zona de pérdida de presión; la segunda forma, en función del coeficiente de pérdidas del empaquetamiento.

6.4.3.1 Potencia ventilador:

Calcula la potencia del ventilador de acuerdo al capítulo 5, sección 4 (5.4), utilizando todos los coeficientes de pérdidas. Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en el Anexo A):

[Wt,Wgrossfan,Wmotorshaft,Wmotorinput,PD,PDe,PDi,PDo,PDm,PDvp]=
PotenciaVentilador(Kfe,Kfi,Kfo,Kfm,Lfi,Tai,Wi,Tao,Wo,Afre,mai,Pa,nv,cv,MecEff,M
otorEff,Rc,D)

I. Entradas:

- i. Kfe es el coeficiente de pérdidas del empaquetamiento en m^{-1} .
- ii. Kfi es el vector de coeficientes de pérdidas de los elementos evaluados en la entrada.
- iii. Kfo es el vector de coeficientes de pérdidas de los elementos evaluados en la salida.
- iv. Kfm es el vector de coeficientes de pérdidas de los elemento evaluados en la zona media.
- v. Lfi es la longitud de empaquetamiento en m.
- vi. Tai es la temperatura del aire a la entrada del empaquetamiento en $^{\circ}\text{C}$.
- vii. Wi es la humedad específica del aire a la entrada del empaquetamiento en kg/kg aire seco.
- viii. Tao es la temperatura del aire a la salida del empaquetamiento en $^{\circ}\text{C}$.
- ix. Wo es la humedad específica del aire a la entrada del empaquetamiento en kg/kg aire seco.
- x. Afre es el área frontal de empaquetamiento en m^2 .
- xi. mai es el caudal de aire seco a la entrada del empaquetamiento en kg/s .
- xii. Pa es la presión atmosférica en Pa.
- xiii. nv es el número de ventiladores activos.
- xiv. cv es la capacidad de cada ventilador en %.



- xv. MecEff es la eficiencia del ventilador en %.
- xvi. MotorEff es la eficiencia eléctrica del motor del ventilador en %.
- xvii. Rc es la velocidad recuperada en el stack en %.
- xviii. D es el diámetro del ventilador en m.

Además, el problema pregunta la configuración del ventilador, inducida (1) o forzada (2).

II. Salidas:

- i. Wt es la potencia total consumida por el sistema de ventiladores en W.
- ii. Wgrossfan es la potencia mecánica del ventilador en W.
- iii. Wmotorshaft es la potencia en el eje del ventilador en W.
- iv. Wmotorinput es la potencia consumida por el ventilador en W.
- v. PD es la pérdida de presión total en Pa.
- vi. PDe es la pérdida de presión a través del empaquetamiento en Pa.
- vii. PDi es la pérdida de presión evaluada en la entrada en Pa.
- viii. PDo es la pérdida de presión evaluada en la salida en Pa.
- ix. PDm es la pérdida de presión evaluada en la zona media en Pa.
- x. PDvp es la pérdida de presión dinámica en Pa.

6.4.3.2 Potencia ventilador con estimación de misceláneos:

Calcula la potencia del ventilador de acuerdo al capítulo 5, sección 4 (5.4), sin los coeficientes de pérdidas, mediante una estimación de misceláneos. Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en el Anexo A):

[Wt,Wgrossfan,Wmotorshaft,Wmotorinput,PD,PDe,PDm,PDvp] =
PotenciaVentiladorEstimada(Kfi,Lfi,Tai,Wi,Tao,Wo,Afre,mai,Pa,nv,cv,MecEff,MotorEff)

I. Entradas:

- i. Kfi es el coeficiente de pérdidas del empaquetamiento en m^{-1} .
- ii. Lfi es la longitud de empaquetamiento en m.
- iii. Tai es la temperatura del aire a la entrada del empaquetamiento en $^{\circ}\text{C}$.
- iv. Wi es la humedad específica del aire a la entrada del empaquetamiento en kg/kg aire seco.
- v. Tao es la temperatura del aire a la salida del empaquetamiento en $^{\circ}\text{C}$.
- vi. Wo es la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire seco.
- vii. Afre es el área frontal de empaquetamiento en m^2 .
- viii. mai es el caudal de aire seco a la entrada del empaquetamiento en kg/s.
- ix. Pa es la presión atmosférica en Pa.
- x. nv es el número de ventiladores en activo.
- xi. cv es la capacidad de cada ventilador en %.
- xii. MecEff es la eficiencia del ventilador en %.
- xiii. MotorEff es la eficiencia eléctrica del motor del ventilador en %.

Además, el problema pregunta la configuración del ventilador, inducida (1) o forzada (2).

II. Salidas:

- i. Wt es la potencia total consumida por el sistema de ventiladores en W.
- ii. Wgrossfan es la potencia mecánica del ventilador en W.
- iii. Wmotorshaft es la potencia en el eje del ventilador en W.
- iv. Wmotorinput es la potencia consumida por el ventilador en W.



- v. PD es la pérdida de presión total en Pa.
- vi. PDe es la pérdida de presión a través del empaquetamiento en Pa.
- vii. PDm es la pérdida de presión miscelánea en Pa.
- viii. PDvp es la pérdida de presión dinámica en Pa.

6.4.4 Potencia de la bomba de circulación:

Calcula la potencia de la bomba de circulación de acuerdo al capítulo 5, sección 5 (5.5). Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en el Anexo A):

$[TDH, W_{grosspump}, W_{motorshaft}, W_{motorinput}, W_t] = \text{PotenciaBomba}(NH, CH, MH, Ps, Pd, mw, MecEff, MotorEff, np, pc)$

I. Entradas:

- i. NH es la altura neta vertical entre el nivel operativo y la succión de agua en m.
- ii. CH es la caída de presión del condensador en m.
- iii. MH es la suma de la caída de presión miscelánea en m.
- iv. Ps y Pd son las presiones de succión y descarga en bar, a.
- v. mw es el caudal de agua de succión de la bomba en kg/s.
- vi. MecEff es el rendimiento de la bomba en %.
- vii. MotorEff es el rendimiento eléctrico del motor en %.
- viii. np es el número de bombas en acción.
- ix. pc es el porcentaje de capacidad de cada bomba en %.

II. Salidas:

- i. TDH es la altura total dinámica en m.
- ii. $W_{grosspump}$ es la potencia mecánica de la bomba en W.
- iii. $W_{motorshaft}$ es la potencia en el eje de la bomba en W.
- iv. $W_{motorinput}$ es la potencia consumida por la bomba en W.
- v. W_t es la potencia total consumida por el sistema de bombeo en W.

6.4.5 Make-Up:

Calcula el caudal de reposición de acuerdo al capítulo 3, sección 5 (3.5). Además representa el caudal de reposición frente a los ciclos de concentración. Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en el Anexo A):

$[mev,mbw,mwd,mmw] = \text{ConsumoDeAgua}(Wo,Wi,mai,mwi,nc,Dper)$

I. Entradas

- i. Wo es la humedad específica del aire a la salida de la torre en kg/kg aire seco.
- ii. Wi es la humedad específica del aire a la entrada de la torre en kg/kg aire seco.
- iii. mai es el caudal de aire de entrada a la torre en kg/s.
- iv. mwi es el caudal de agua de entrada a la torre en kg/s.
- v. nc es el número de ciclos de concentración.
- vi. $Dper$ es el porcentaje de caudal de circulación perdido por el arrastre en %.

II. Salidas

- i. mev es el caudal evaporado en kg/s.
- ii. mbw es el caudal de purga en kg/s.
- iii. mwd es el caudal de arrastre en kg/s.
- iv. mmw es el caudal de Make Up en kg/s.

6.4.6 Recirculación:

Calcula los valores de entrada del aire en función de la recirculación de acuerdo al capítulo 5, sección 6 (5.6). Los parámetros de entrada y salida del código son (ver el código completo en el Anexo A):

$[T_{ai}, T_{wbi}, W_{ai}] = \text{Recirculacion}(T_a, T_{wba}, T_{ao}, T_{wbo}, R_c, P_a)$

I. Entradas:

- i. T_a es la temperatura de bulbo seco del aire ambiente en °C.
- ii. T_{wba} es la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente en °C.
- iii. T_{ao} es la temperatura de bulbo seco del aire a la salida en °C.
- iv. T_{wbo} es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida en °C.
- v. R_c es el porcentaje de recirculación en %.
- vi. P_a es la presión atmosférica en Pa.

II. Salidas:

- i. T_{ai} es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada en °C.
- ii. T_{wbi} es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada en °C.
- iii. W_{ai} es la humedad específica del aire a la entrada en kg/kg aire seco.

6.5 EJEMPLOS DE APLICACIÓN.

6.5.1 Ejemplo de transferencia de calor en contraflujo:

Aplicando la función de demanda, de acuerdo al capítulo 6, sección 2 (6.2), al caso expuesto en capítulo 4, sección 8.1 (4.8.1) [19], obtenemos los siguientes resultados:

I. Entradas:

$$T_{wi} = 39.67^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wo} = 27.77^{\circ}\text{C}$$

$$m_{wi} = 3.999 \text{ kg/s}$$

$$P_a = 101712.27 \text{ Pa}$$

$$T_{ai} = 9.7^{\circ}\text{C}$$

$$m_{ai} = 4.134 \text{ kg/s.}$$

$$T_{wbi} = 8.23^{\circ}\text{C}$$

$$d = 3$$

$$W_o = 0.01 \text{ kg/kg aire seco}$$

II. Código:

`[Tao,Twbo,Wo,mwo,Isso,Imao,Mep,HRO,Q]=DemandaContraflujo(39.67,27.77,3.999,101712.27,9.7,4.134,8.23,3,0.01)`

III. Salidas:

$$T_{ao} = 24.7006^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wbo} = 24.7006^{\circ}\text{C}$$

$$W_o = 0.0223 \text{ kg/kg aire seco}$$

$$m_{wo} = 3.9324 \text{ kg/s}$$

$$I_{sso} = 75378 \text{ J/kg}$$

$$I_{mao} = 0 \text{ J/kg}$$

$$M_{ep} = 0.7341$$

$$H_{Ro} = 100 \%$$

$$Q = 207060 \text{ W}$$

La siguiente tabla muestra una comparación entre los resultados obtenidos en el desarrollo de Kroger y Kloppes [19] y la función demanda, desarrollada en el capítulo 6, sección 2 (6.2).

	Análisis [19]	Función Demanda
Q(MW)	0.2070577	0.20706
ΔT_a (°C)	15.00	15.006
Δw (kg/kg)	0.01609	0.0161
Me	0.7341	0.7341

Tabla 13. Resultados caso contraflujo.

La siguiente figura muestra gráficamente el resultado de aplicar la función demanda en empaquetamientos en contraflujo.

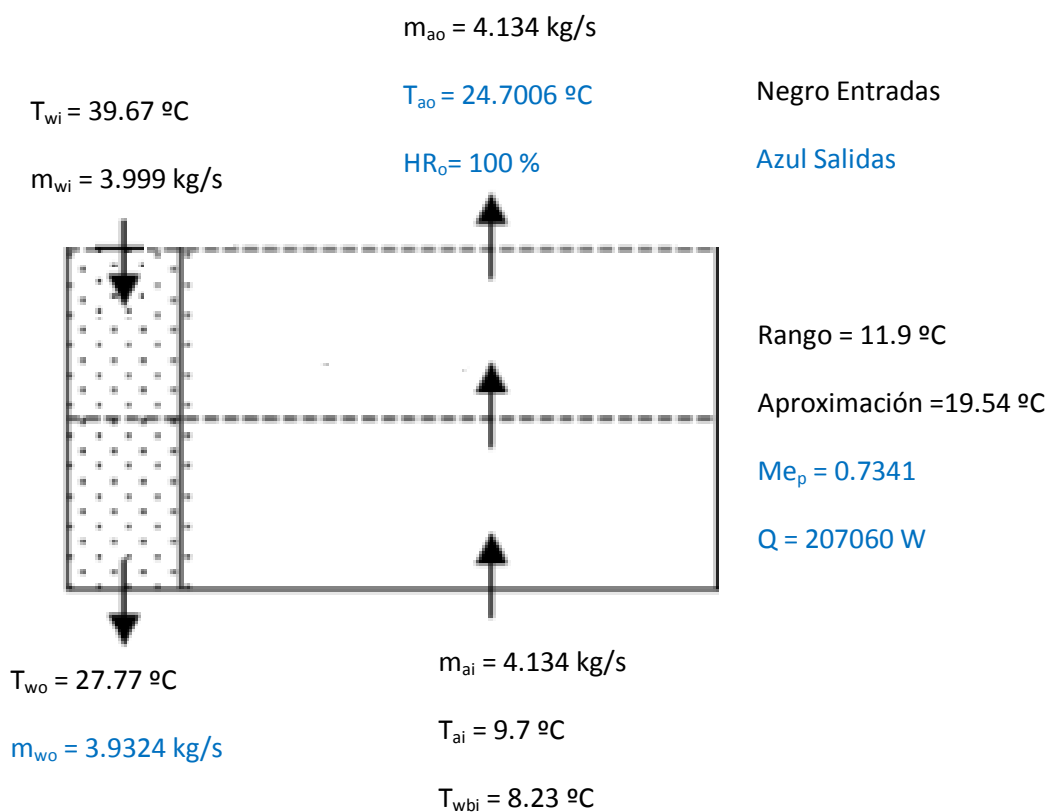


Figura 139. Esquema de empaquetamiento resuelto para el caso en contraflujo.

6.5.2 Ejemplo de transferencia de calor en flujo cruzado:

Aplicando la función demanda, de acuerdo al capítulo 6, sección 3 (6.3), en el caso expuesto en capítulo 4, sección 8.2 (4.8.2) [19], obtenemos los siguientes resultados:

I. Entradas:

$$T_{wi} = 39.67^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wo} = 27.77^{\circ}\text{C}$$

$$m_{wi} = 3.999 \text{ kg/s}$$

$$P_a = 101712.27 \text{ Pa}$$

$$T_{ai} = 9.7^{\circ}\text{C}$$

$$m_{ai} = 4.134 \text{ kg/s.}$$

$$T_{wbi} = 8.23^{\circ}\text{C}$$

$$L_{fi} = 1.878 \text{ m}$$

$$L_x = 1.5 \text{ m}$$

$$L_y = 1.5 \text{ m}$$

$$d = 50$$

$$M_{eh} = 0.015695$$

$$inc = 0.000005$$

II. Código:

[Taom,Wom,Twom,mwom,Issom,Imaom,Lfii,Me,HRom,Q]=DemandaFlujoCruzado
(39.67,27.77,3.999, 101712.27,9.7,4.134,8.23,1.878,1.5,1.5,50,0.015695,0.000005)

III. Salidas:

$$T_{aom} = 24.6081^{\circ}\text{C}$$

$$W_{om} = 0.0214 \text{ kg/kg aire seco}$$

$$T_{wom} = 27.7703^{\circ}\text{C}$$

$$m_{wom} = 3.9358 \text{ kg/s}$$

$$I_{som} = 75516 \text{ J/kg}$$

$$I_{maom} = 0 \text{ J/kg}$$

$$L_{fii} = 1.8673 \text{ m}$$

$$Me = 0.7979$$

$$HR_{om} = 100 \%$$

$$Q = 207630 \text{ W}$$

La siguiente tabla muestra una comparación entre los resultados obtenidos en el desarrollo de Kroger y Kloppes [19] y la función demanda, desarrollada en el capítulo 6, sección 3 (6.3).

	Análisis [19]	Función Demanda
Q(MW)	0.2065	0.20763
ΔT_a (°C)	14.99	14.9081
Δw (kg/kg)	0.01519	0.0152
Me	0.7976	0.7979

Tabla 14. Resultados caso flujo cruzado.

Existen diferencias debidas a las tolerancias de cálculo y al mallado.

La siguiente figura muestra gráficamente el resultado de la aplicación de la función demanda.

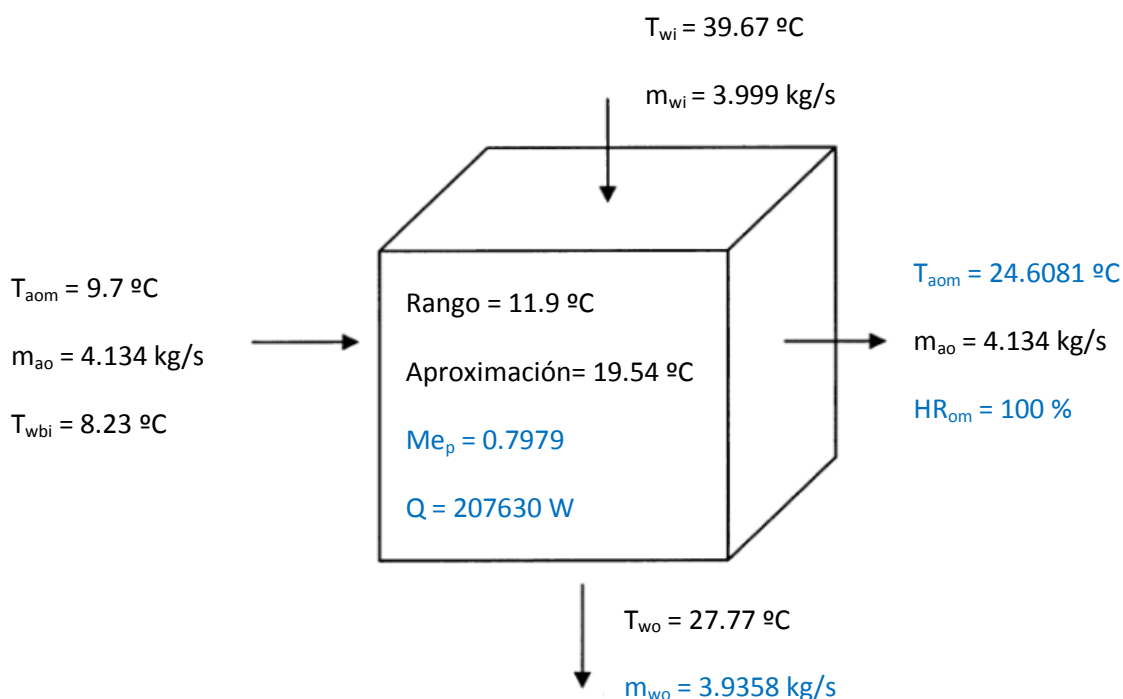


Figura 140. Esquema de empaquetamiento resuelto para el caso en flujo cruzado.

6.5.3 Ejemplo de dimensionado de equipos para configuraciones en contraflujo:

Continuando con el ejercicio de demanda planteado en el capítulo 6, sección 6.5.1 (6.6.5.1), vamos a calcular la potencia del ventilador y de la bomba de circulación para un sistema de 10x10 células del empaquetamiento configuración 5 descrito en la figura 113, sección 2.3, capítulo 5 (5.2.3).

I. Cálculo de la potencia del ventilador:

i. Entradas:

$$K_{fi}=1.74*(G_w/G_a) +12.4=1.74*(3.999/4.134) +12.4= 14.08 \text{ m}^{-1}$$

Empaquetamiento de la Figura 113 Conf 5 (empaquetamiento de película, asbestos corrugados)

$$L_{fi} = 1.878 \text{ m}$$

$$T_{ai} = 9.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$W_i = 0.00616 \text{ kg/kg aire seco}$$

$$T_{ao} = 24.7006 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$W_o = 0.02226 \text{ kg/kg aire seco}$$

$$A_{fre} = 1.5 \times 1.5 \times 10 \times 10 = 225 \text{ m}^2$$

$$m_{ai} = 4.134 \times 10 \times 10 = 413.4 \text{ kg/s}$$

$$P_a = 101712.27 \text{ Pa}$$

$$n_v = 1 \quad c_v = 100 \%$$

$$MecEff = 80 \%$$

$$MotorEff = 95 \%$$

Ventilador inducido

ii. Código:

$$[W_t, W_{grossfan}, W_{motorshaft}, W_{motorinput}, PD, PDe, PDm, PDvp] = \\ PotenciaVentiladorEstimada(14.08, 1.878, 9.7, 0.00616, 24.7006, 0.02226, 225, \\ 413.4, 101712.27, 1, 100, 80, 95)$$

“¿Ventilador inducido o forzado? Inducido=1 Forzado=2”: 1.

iii. Salidas:

$$W_t = 37319 \text{ W}$$

$$W_{\text{grossfan}} = 28362 \text{ W}$$

$$W_{\text{motorshaft}} = 35453 \text{ W}$$

$$W_{\text{motorinput}} = 37319 \text{ W}$$

$$PD = 78.7906 \text{ Pa}$$

$$PDe = 37.9464 \text{ Pa}$$

$$PDm = 9.3279 \text{ Pa}$$

$$PDvp = 31.5163 \text{ Pa}$$

En la siguiente figura se representa el ventilador resuelto:

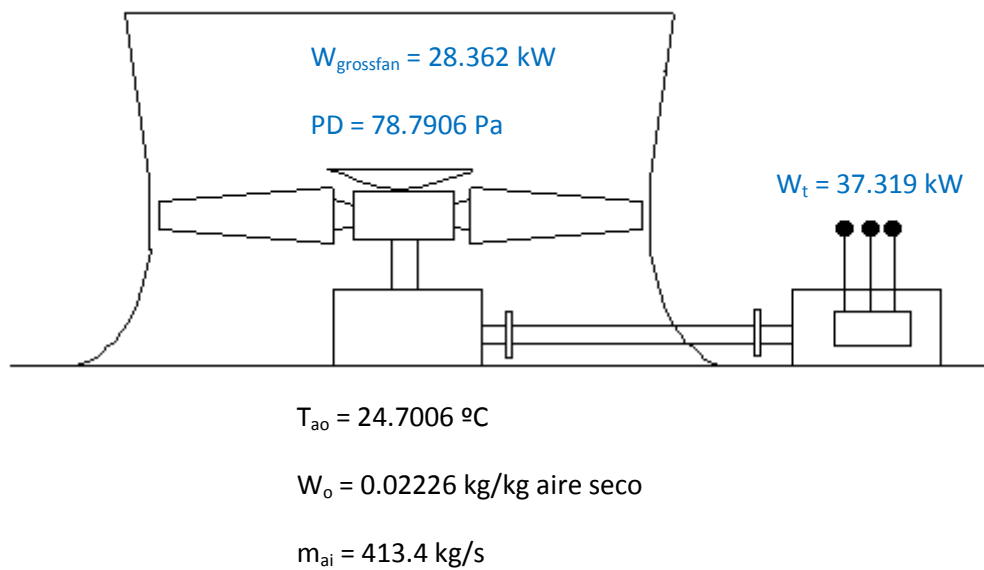


Figura 141. Esquema del ventilador inducido resuelto para una configuración en contraflujo.

II. Cálculo de la potencia del sistema de bombeo de agua de circulación:

i. Entradas:

$$NH = 10 \text{ m}$$

$$CH = 6 \text{ m}$$

$$MH = 7.5 \text{ m}$$

$$Ps = 1 \text{ bar},a$$

$$Pd = 2 \text{ bar},a$$

$$mw = 3.999 \times 10 \times 10 = 399.9 \text{ kg/s}$$

$$MecEff = 80\%$$

$$MotorEff = 95\%$$

$$np = 2 \quad pc = 50\%$$

ii. Código:

[TDH,Wgrosspump,Wmotorshaft,Wmotorinput,Wt] =PotenciaBomba (10,6,7.5,1,2,399.9, 80,95,2,50)

iii. Salidas:

$$TDH = 33.6937 \text{ m}$$

$$Wgrosspump = 66090 \text{ W}$$

$$Wmotorshaft = 82613 \text{ W}$$

$$Wmotorinput = 86961 \text{ W}$$

$$Wt = 173920 \text{ W}$$

En la siguiente figura se representa la bomba:

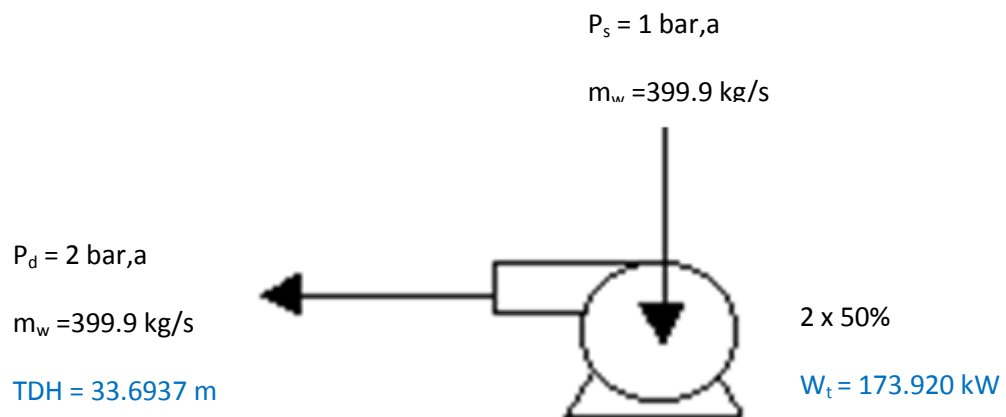


Figura 142. Esquema del sistema de bombeo resuelto.

6.5.4 Ejemplo de cálculo del caudal de reposición:

Vamos a calcular el caudal de reposición para un sistema de 10x10 células del empaquetamiento descrito en el capítulo 6, sección 6.5.1 (6.6.5.1).

I. Entradas:

$$W_o = 0.02226 \text{ kg/kg aire seco.}$$

$$W_i = 0.00616 \text{ kg/kg aire seco.}$$

$$m_{ai} = 413.4 \text{ kg/s}$$

$$m_{wi} = 399.9 \text{ kg/s}$$

$$n_c = 3$$

$$D_{per} = 0.02 \%$$

II. Código:

$$[m_{ev}, m_{bw}, m_{wd}, m_{mw}] = \text{ConsumoDeAgua}(0.02226, 0.00616, 413.4, 399.9, 3, 0.02)$$

III. Salidas:

$$m_{ev} = 6.65574 \text{ kg/s}$$

$$m_{bw} = 3.2479 \text{ kg/s}$$

$$m_{wd} = 0.0800 \text{ kg/s}$$

$$m_{mw} = 9.9836 \text{ kg/s}$$

En la siguiente figura se puede observar la salida gráfica de la función make-up, el caudal de reposición (kg/s) frente a los ciclos de concentración.

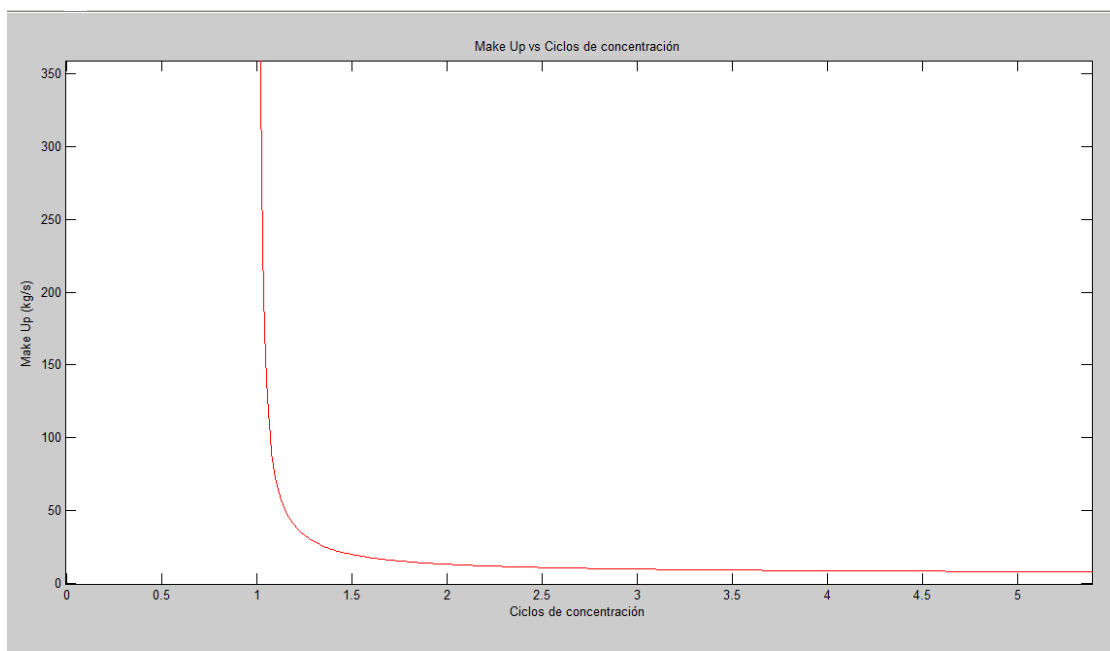
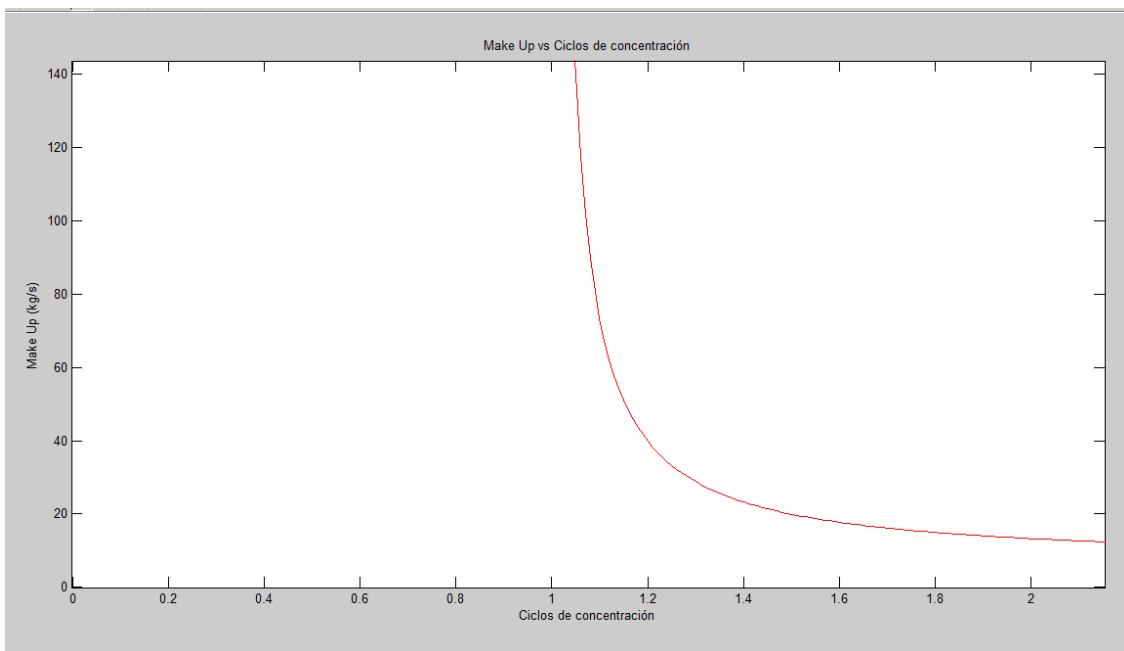


Figura 143. Representación gráfica del caudal de reposición frente a los ciclos de concentración.

6.5.5 Ejemplo de cálculo del caudal de recirculación:

Vamos a calcular la influencia de la recirculación en el empaquetamiento descrito en el capítulo 6, sección 6.5.1 (6.6.5.1).

I. Entradas:

$$T_a = 9.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wba} = 8.23 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ao} = 24.7006 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wbo} = 24.7006 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$R_c = 10 \%$$

$$P_a = 101712.27 \text{ Pa}$$

II. Código:

$$[T_{ai}, T_{wbi}, W_{ai}] = \text{Recirculacion}(9.7, 8.23, 24.7006, 24.7006, 10, 101712.27)$$

III. Salidas:

$$T_{ai} = 11.2280 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wbi} = 10.4070 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$W_{ai} = 0.0075 \text{ kg/kg aire seco}$$

Una vez calculada la recirculación, debemos comprobar si influye significativamente en el aire de escape de nuevo.

$$[T_{ao}, T_{wbo}, W_o, T_{wo}, m_{wo}, I_{so}, I_{mao}, M_{ep}, H_{Ro}, Q] = \text{DemandaContraflujo}(39.67, 27.77, 3.999, 101712.27, 11.2280, 4.134, 10.4070, 3, 0.02226)$$

$$T_{ao} = 25.8667 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wbo} = 25.8667 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como influye significativamente, volvemos a calcular la recirculación

$$T_{ai} = 11.3500 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wbi} = 10.6160 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$W_{ai} = 0.0077 \text{ kg/kg aire seco}$$

Volvemos a comprobar la influencia sobre el cálculo de la transferencia:

$$T_{ao} = 25.9801 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wbo} = 25.9801 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Una vez los valores coinciden, el resultado del empaquetamiento es:

$$T_{ao} = 25.9801 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wbo} = 25.9801 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$W_o = 0.0239 \text{ kg/kg aire seco}$$

$$T_{wo} = 39.6700 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$m_{wo} = 3.9317 \text{ kg/s}$$

$$I_{sso} = 80845 \text{ J/kg}$$

$$I_{mao} = 0 \text{ J/kg}$$

$$M_{ep} = 0.7947$$

$$H_{Ro} = 100 \%$$

$$Q = 2.0714 \times 10^5 \text{ W}$$

Se puede observar que, como el rango de diseño y los caudales no han cambiado, se necesita refrigerar mayor carga térmica que sin recirculación (aumenta el número de Merkel), por lo que se necesitaría una superficie de intercambio de mayor superficie de transferencia, obteniéndose mayor entalpía, mayor temperatura y mayor humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento.

En la siguiente figura podemos observar un esquema del cálculo.

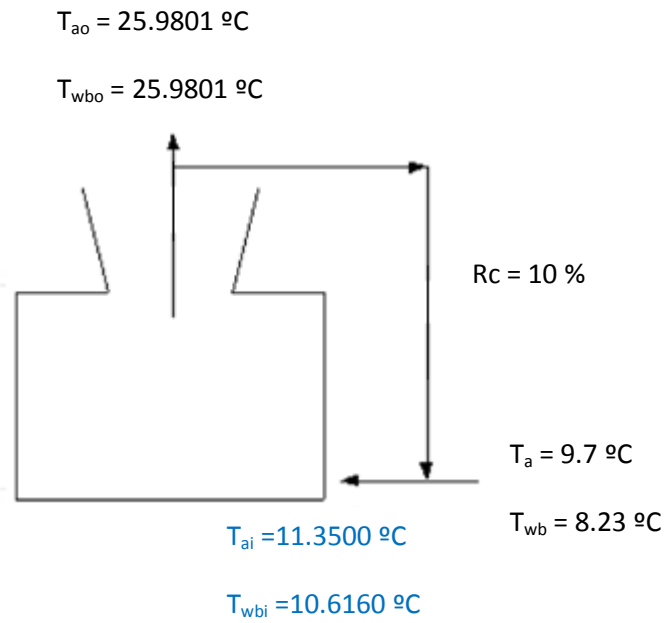


Figura 144. Esquema de cálculo de recirculación.

6.5.6 Ejemplo de curva característica.

Vamos a parametrizar una curva característica para un caso en contraflujo acorde a las siguientes ecuaciones:

$$\frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * (G_w/G_a)^{C_2} \quad (6.5.1)$$

$$\frac{Me}{L_{fi}} = C_1 * G_w^{C_2} * G_a^{C_3} \quad (6.5.2)$$

Partimos de los datos de Merkel por unidad de longitud y de G_w/G_a :

$$G_{w1} = 4 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$G_{w2} = 2 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$G_{w3} = 6 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$G_{a1} = 4 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$G_{a2} = 4 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$G_{a3} = 7 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Me1/L_{fi} = 0.3150$$

$$Me2/L_{fi} = 0.4303$$

$$Me3/L_{fi} = 0.337626$$

I. Entradas:

$$G_w G_a = \begin{bmatrix} 4 & 4 \\ 2 & 4 \\ 6 & 7 \end{bmatrix}$$

$$MeL_{fi} = [0.315, 0.4303, 0.337626]$$

II. Código:

$$[C, C_p] = \text{CurvaCaracteristica}(MeL_{fi}, G_w G_a)$$

III. Salidas:

$$C = [0.3150, -0.4500, 0.4500]$$

$$C_p = [0.3150, -0.4500]$$

Las siguientes ecuaciones y la figura muestran las salidas de la aplicación:

$$\frac{Me}{L_{fi}} = 0.315 * (G_w/G_a)^{-0.45} \quad (6.5.3)$$

$$\frac{Me}{L_{fi}} = 0.315 * G_w^{-0.45} * G_a^{0.45} \quad (6.5.4)$$

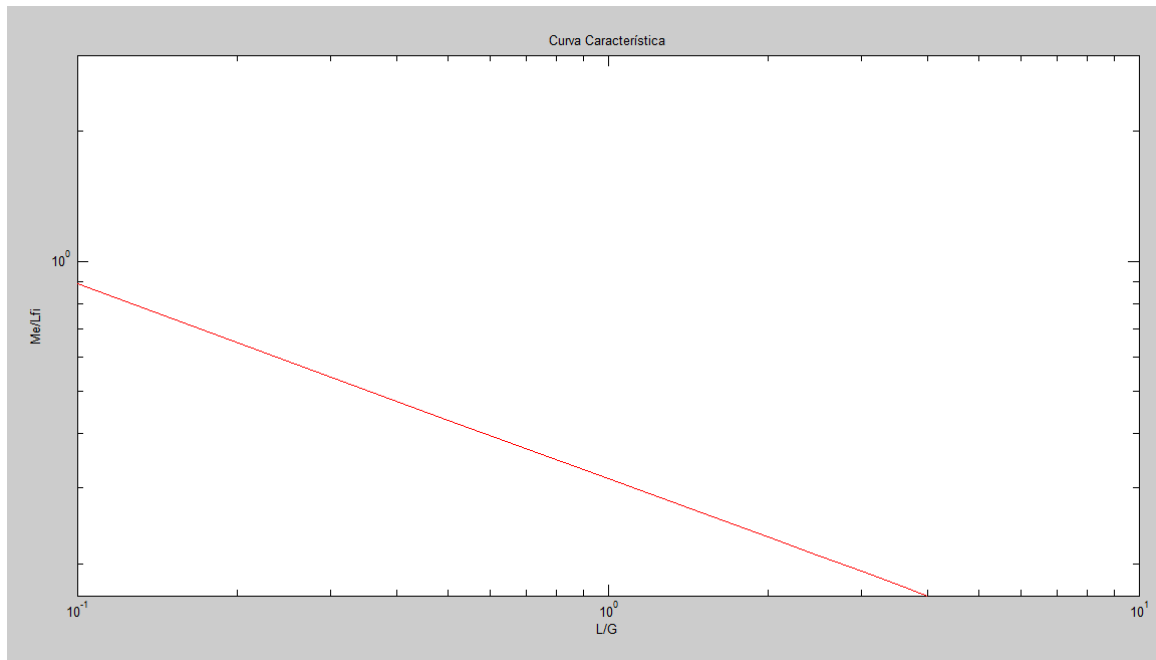


Figura 145. Salida gráfica de la curva característica.

6.5.7 Ejemplo de performance:

Vamos a calcular un ejemplo de simulación de una torre de refrigeración una vez ya tenemos fijo el diseño, y por tanto, conocemos la curva característica de la torre. El empaquetamiento elegido es el empaquetamiento de película testeado por Kloppers y Kröger [24], que tratamos en el capítulo 5, sección 2 (5.2), tabla 12.

$$\frac{Me}{L_{fi}} = 1.019766 * G_w^{-0.432896} * G_a^{0.782744} * L_{fi}^{-0.292870} * T_{wi}^0 \quad (6.5.5)$$

I. Entradas:

$$T_{wi} = 49.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$m_{wi} = 7000 \text{ kg/s}$$

$$P_a = 101300 \text{ Pa}$$

$$T_{ai} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$m_{ai} = 4000 \text{ kg/s}$$

$$T_{wbi} = 26.60 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$d = 3$$

M_{epo} acorde a la ecuación (6.5.5), se calcula con la función correlación.

$$W_o = 0.02 \text{ kg/kg aire seco.}$$

$$A_{fr} = 1400 \text{ m}^2$$

$$L_{fi} = 2 \text{ m}$$

$$G_w = 7000/1400 = 5 \text{ kg/ m}^2\text{s}$$

$$G_a = 4000/1400 = 2.857 \text{ kg/ m}^2\text{s}$$

$$X = [G_w, G_a, L_{fi}, T_{wi}]$$

$$C = [1.019766, -0.432896, 0.782744, -0.292870, 0]$$



II. Código:

[Mepo/Lfi]=Correlacion(C,X)

Mepo = (Mepo/Lfi)*Lfi

[Tao,Twbo,Wo,mwo,Two,Isso,Imao,HRO,Q]=PerformancePuntoContraflujo(49.5,7000,
101300,30,4000,26.60,3,1.8864,0.02)

III. Salidas:

Mepo/Lfi = 0.9432 m-1

Mepo = 1.8864

Tao = 44.3424 °C

Twbo = 44.3424 °C

Wo = 0.0755 kg/kg aire seco

mwo = 6781.2 kg/s

Two = 33.2900 °C

Isso = 209720 J/kg

Imao = 0 J/kg

HRO = 100 %

Q = 505300000 W

La siguiente figura muestra gráficamente el resultado de la aplicación de la función performance.

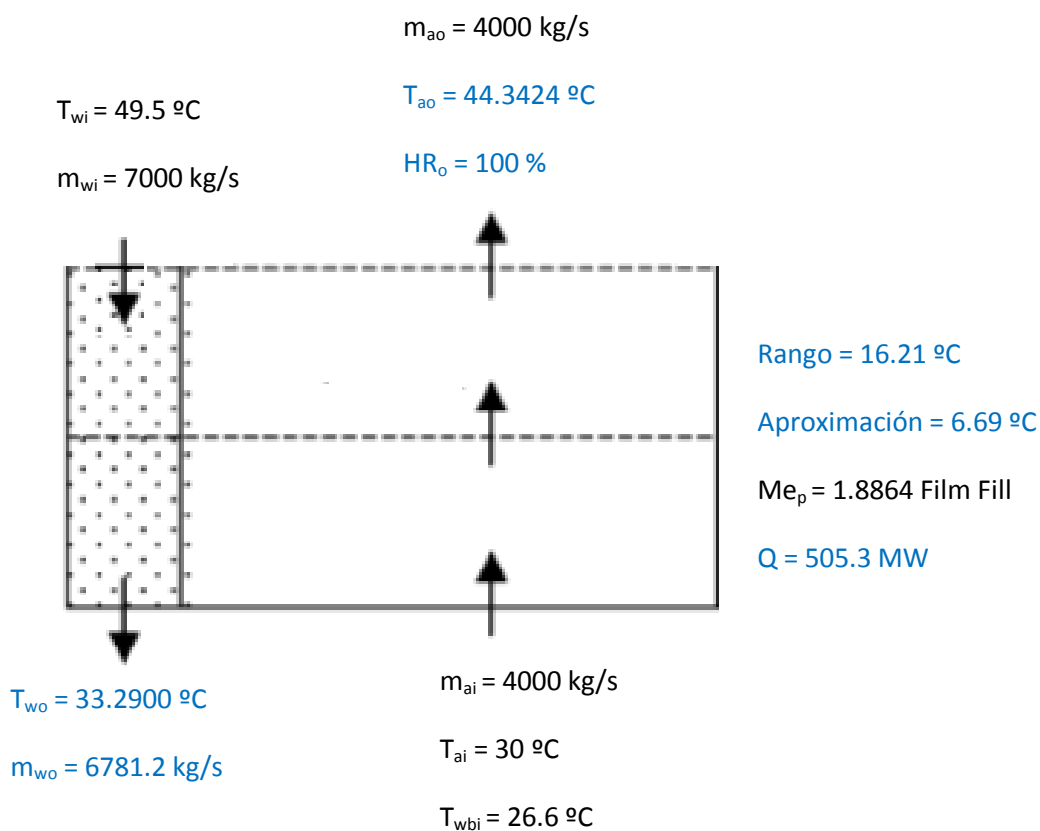


Figura 146. Esquema de empaquetamiento resuelto para el caso en contraflujo y la función performance.



ANEXO A

CÓDIGO DE LAS APLICACIONES

```

1 function [Tao,Twbo,Wo,mwo,Isso,Imao,Mepo,HRo,Q]=DemandaContraflujo(Twi,Two,mwi,Pa,
Tai,mai,Twbi,d,Wo)
2
3 %           Entradas
4 %Twi es la temperatura del agua a la entrada del empaquetamiento en °C
5 %Two es la temperatura del agua a la salida del empaquetamiento en °C
6 %mwi es el caudal de agua a la entrada del empaquetamiento en kg/s
7 %Pa es la presión atmosférica en Pa
8 %Tai es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del empaquetamiento en
°C
9 %mai es el caudal de aire seco a la entrada del empaquetamiento en kg/s
10 %Twbi es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del empaquetamiento
en °C
11 %d es el número de intervalos + 1 o número de puntos.
12 %Wo es la estimación de la humedad específica del aire a la salida del
empaquetamiento en kg/kg aire seco
13
14 %           Salidas
15 %Tao es la temperatura de bulbo seco del aire a la salida del empaquetamiento en °C
16 %Twbo es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del empaquetamiento en
°C
17 %Wo es la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire
seco
18 %mwo es el caudal de agua a la salida del empaquetamiento en kg/s
19 %Isso e Imao son las entalpías del aire a la salida del empaquetamiento en J/kg de
aire seco
20 %Mepo es el número de Merkel acorde al método de Poppe
21 %HRo es la humedad relativa del aire a la salida del empaquetamiento en %
22 %Q es la carga térmica en W
23
24
25 %Valores iniciales:
26
27 VarTw=(Twi-Two)/(d-1); %Variación de temperatura del agua en cada intervalo
28 Ifgwo=3.4831814*10^6-(5.8627703*10^3)*273.15+12.139568*273.15^2-(1.40290431*10^
(-2))*273.15^3; %Calor latente del agua en J/kg
29 W(d)=Wo; %Estimación de la humedad específica del aire a la salida del
empaquetamiento para empezar el bucle en kg/kg aire seco
30 Wo=0; %Inicio del bucle
31 counter=0;%Contador de iteraciones sobre W(d)
32
33 while Wo~=W(d) %Bucle principal de resolución realimentado por el valor de humedad
específica de salida
34
35 Wo=W(d);%Realimentación de humedad específica del aire a la salida del
empaquetamiento
36 counter=counter+1;%Actualización del valor del contador de iteraciones
37
38 %Inicialización de valores en el nivel 0 (entrada del intervalo 1)
39 Mep(1)=0;
40 Tw(1)=Two+273.15;
41 Twb(1)=Twbi+273.15;
42 Ta(1)=Tai+273.15;
43 ma(1)=mai;
44 z(1)=10.79586*(1-273.16/Twb(1))+5.02808*log10(273.16/Twb(1))+(1.50474*10^(-4))*(1-
10^(-8.29692*(Twb(1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twb(1)))-1)+2.

```

```

786118312;
45 Pvw(1)=10^z(1);
46 W(1)=((2501.6-2.3263*(Twb(1)-273.15))/(2501.6+1.8577*(Ta(1)-273.15)-4.184*(Twb(1)-273.15)))*(0.62509*Pvw(1)/(Pa-1.005*Pvw(1)))-(1.00416*(Ta(1)-Twb(1))/(2501.6+1.8577*(Ta(1)-273.15)-4.184*(Twb(1)-273.15)));
47 mw(1)=mwi-mai*(W(d)-W(1));
48
49 for i=2:d %Cálculo de la transferencia punto a punto
50
51 if (Twb(i-1)<Ta(i-1)) %Caso subsaturado
52
53 %Cálculo de los valores necesarios del intervalo i-1 y paso 1 del método Runge Kutta
54
55 zsw(i-1)=10.79586*(1-273.16/Tw(i-1))+5.02808*log10(273.16/Tw(i-1))+(1.50474*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Tw(i-1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Tw(i-1))-1))+2.786118312;
56 Psw(i-1)=10^zsw(i-1);
57 Wsw(i-1)=(0.62509*Psw(i-1))/(Pa-1.005*Psw(i-1));
58 zsa(i-1)=10.79586*(1-273.16/Ta(i-1))+5.02808*log10(273.16/Ta(i-1))+(1.50474*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Ta(i-1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta(i-1))-1))+2.786118312;
59 Psa(i-1)=10^zsa(i-1);
60 Wsa(i-1)=(0.62509*Psa(i-1))/(Pa-1.005*Psa(i-1));
61 Lef(i-1)=(0.865^(0.667))*((Wsw(i-1)+0.622)/(W(i-1)+0.622)-1)/(log((Wsw(i-1)+0.622)/(W(i-1)+0.622)));
62 Cpv(i-1)=1.3605*10^3+(2.313334)*(Ta(i-1)+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Ta(i-1)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*(((Ta(i-1)+273.15)/2)^6);
63 Cpa(i-1)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Ta(i-1)+273.15)/2+(7.083814*10^(-4))*(((Ta(i-1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Ta(i-1)+273.15)/2)^3);
64 Cpvw(i-1)=1.3605*10^3+(2.313334)*(Tw(i-1)+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Tw(i-1)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*(((Tw(i-1)+273.15)/2)^6);
65 Cpaw(i-1)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Tw(i-1)+273.15)/2+(7.083814*10^(-4))*(((Tw(i-1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Tw(i-1)+273.15)/2)^3);
66 Iv(i-1)=Ifgwo+Cpvw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15);
67 Ima(i-1)=Cpa(i-1)*(Ta(i-1)-273.15)+W(i-1)*(Ifgwo+Cpv(i-1)*(Ta(i-1)-273.15));
68 Imasw(i-1)=Cpaw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15)+Wsw(i-1)*(Ifgwo+Cpvw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15));
69 Cpw(i-1)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Tw(i-1)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Tw(i-1)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*(((Tw(i-1)+273.15)/2)^6);
70
71 %Cálculo de los gradientes del intervalo i-1 y paso 1 del método Runge Kutta
72
73 Sw(i-1,1)=(mw(i-1)/ma(i-1)*Cpw(i-1)*(Wsw(i-1)-W(i-1)))/(Imasw(i-1)-Ima(i-1)+(Lef(i-1)-1)*(Imasw(i-1)-Ima(i-1)-(Wsw(i-1)-W(i-1))*Iv(i-1))-(Wsw(i-1)-W(i-1))*Cpw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15)));
74 Sima(i-1,1)=(mw(i-1)/ma(i-1)*Cpw(i-1))*(1+((Wsw(i-1)-W(i-1))*Cpw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15))/(Imasw(i-1)-Ima(i-1)+(Lef(i-1)-1)*(Imasw(i-1)-Ima(i-1)-(Wsw(i-1)-W(i-1))*Iv(i-1))-(Wsw(i-1)-W(i-1))*Cpw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15))));
75 SMep(i-1,1)=Cpw(i-1)/(Imasw(i-1)-Ima(i-1)+(Lef(i-1)-1)*(Imasw(i-1)-Ima(i-1)-(Wsw(i-1)-W(i-1))*Iv(i-1))-(Wsw(i-1)-W(i-1))*Cpw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15)));
76
77 for g=2:3 % Cálculo del intervalo i-1 y paso g del método Runge kutta
78
79 %Cálculo de los valores necesarios del intervalo i-1 y paso g del método Runge Kutta
80 Twq=Tw(i-1)+VarTw/2;

```

```

81 Imaq=Ima(i-1)+Sima(i-1,g-1)*VarTw/2;
82 Wq=W(i-1)+Sw(i-1,g-1)*VarTw/2;
83 zswq=10.79586*(1-273.16/Twq)+5.02808*log10(273.16/Twq)+(1.50474*10^(-4))*(1-10^
(-8.29692*(Twq/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twq))-1)+2.
786118312;
84 Pswq=10^zswq;
85 Wswq=(0.62509*Pswq)/(Pa-1.005*Pswq);
86 zsaq=10.79586*(1-273.16/Ta(i-1))+5.02808*log10(273.16/Ta(i-1))+1.50474*10^(-4)*
(1-10^(-8.29692*(Ta(i-1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta(i-1))
-1)+2.786118312;
87 Psaq=10^zsaq;
88 Wsaq=(0.62509*Psaq)/(Pa-1.005*Psaq);
89 Lefq=(0.865^(0.667))*((Wswq+0.622)/(Wq+0.622)-1)/(log((Wswq+0.622)/(Wq+0.622)));
90 Cpvq=1.3605*10^3+(2.313334)*(Ta(i-1)+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Ta(i-1)+273.
15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*(((Ta(i-1)+273.15)/2)^6);
91 Cpaq=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Ta(i-1)+273.15)/2+(7.083814*10^(-4))*((Ta(i-
1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Ta(i-1)+273.15)/2)^3);
92 Cpvwq=1.3605*10^3+(2.313334)*(Twq+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Twq+273.15)/2)
^5+(5.91332*10^(-13))*(((Twq+273.15)/2)^6);
93 Cpawq=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Twq+273.15)/2+(7.083814*10^(-4))*((Twq+273.
15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Twq+273.15)/2)^3);
94 Ivq=Ifgwo+Cpvwq*(Twq-273.15);
95 Imaswq=Cpawq*(Twq-273.15)+Wswq*(Ifgwo+Cpvwq*(Twq-273.15));
96 Cpwq=8.15599*10^3-2.80627*10*((Twq+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Twq+273.15)/2)^2-
(2.17582*10^(-13))*(((Twq+273.15)/2)^6);
97 mwq=mwi-mai*(W(d)-Wq);
98
99 %Cálculo de los gradientes del intervalo i-1 y paso g del método Runge Kutta
100 Sw(i-1,g)=(mwq/ma(i-1)*Cpwq*(Wswq-Wq))/(Imaswq-Imaq+(Lefq-1)*(Imaswq-Imaq-(Wswq-Wq)
*Ivq)-(Wswq-Wq)*Cpwq*(Twq-273.15));
101 Sima(i-1,g)=(mwq/ma(i-1)*Cpwq)*(1+((Wswq-Wq)*Cpwq*(Twq-273.15))/(Imaswq-Imaq+(Lefq-
1)*(Imaswq-Imaq-(Wswq-Wq)*Ivq)-(Wswq-Wq)*Cpwq*(Twq-273.15)));
102 SMep(i-1,g)=Cpwq/(Imaswq-Imaq+(Lefq-1)*(Imaswq-Imaq-(Wswq-Wq)*Ivq)-(Wswq-Wq)*Cpwq*
(Twq-273.15));
103
104 end %Fin del bucle de la línea 77
105
106 %Cálculo de los valores necesarios del intervalo i-1 y paso 4 del método Runge
Kutta
107
108 Twq=Tw(i-1)+VarTw;
109 Imaq=Ima(i-1)+Sima(i-1,3)*VarTw;
110 Wq=W(i-1)+Sw(i-1,3)*VarTw;
111 zswq=10.79586*(1-273.16/Twq)+5.02808*log10(273.16/Twq)+(1.50474*10^(-4))*(1-10^
(-8.29692*(Twq/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twq))-1)+2.
786118312;
112 Pswq=10^zswq;
113 Wswq=(0.62509*Pswq)/(Pa-1.005*Pswq);
114 zsaq=10.79586*(1-273.16/Ta(i-1))+5.02808*log10(273.16/Ta(i-1))+1.50474*10^(-4)*
(1-10^(-8.29692*(Ta(i-1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta(i-1))
-1)+2.786118312;
115 Psaq=10^zsaq;
116 Wsaq=(0.62509*Psaq)/(Pa-1.005*Psaq);
117 Lefq=(0.865^(0.667))*((Wswq+0.622)/(Wq+0.622)-1)/(log((Wswq+0.622)/(Wq+0.622)));
118 Cpvq=1.3605*10^3+(2.313334)*(Ta(i-1)+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Ta(i-1)+273.
15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*(((Ta(i-1)+273.15)/2)^6);

```

```

119 Cpaq=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Ta(i-1)+273.15)/2+(7.083814*10^(-4))*((Ta(i-1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Ta(i-1)+273.15)/2)^3);
120 Cpvwq=1.3605*10^3+(2.313334)*(Twq+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Twq+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*(((Twq+273.15)/2)^6);
121 Cpawq=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Twq+273.15)/2+(7.083814*10^(-4))*((Twq+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Twq+273.15)/2)^3);
122 Ivq=Ifgwo+Cpvwq*(Twq-273.15);
123 Imaswq=Cpawq*(Twq-273.15)+Wswq*(Ifgwo+Cpvwq*(Twq-273.15));
124 Cpwq=8.15599*10^3-2.80627*10*((Twq+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Twq+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*(((Twq+273.15)/2)^6);
125 mwq=mwi-mai*(W(d)-Wq);
126
127 %Cálculo de los gradientes del intervalo i-1 y paso 4 del método Runge Kutta
128 Sw(i-1,4)=(mwq/ma(i-1)*Cpwq*(Wswq-Wq))/(Imaswq-Imaq+(Lefq-1)*(Imaswq-Imaq-(Wswq-Wq)*Ivq)-(Wswq-Wq)*Cpwq*(Twq-273.15));
129 Sima(i-1,4)=(mwq/ma(i-1)*Cpwq)*(1+((Wswq-Wq)*Cpw(i-1)*(Twq-273.15))/(Imaswq-Imaq+(Lefq-1)*(Imaswq-Imaq-(Wswq-Wq)*Ivq)-(Wswq-Wq)*Cpwq*(Twq-273.15)));
130 SMep(i-1,4)=Cpwq/(Imaswq-Imaq+(Lefq-1)*(Imaswq-Imaq-(Wswq-Wq)*Ivq)-(Wswq-Wq)*Cpwq*(Twq-273.15));
131
132 %Cálculo de los factores de variación.
133 for e=1:4
134 j(i,e)=VarTw*Sw(i-1,e);
135 k(i,e)=VarTw*Sima(i-1,e);
136 l(i,e)=VarTw*SMep(i-1,e);
137 end
138
139 %Cálculos de las variables en el intervalo i
140 W(i)=W(i-1)+(j(i,1)+2*j(i,2)+2*j(i,3)+j(i,4))/6;
141 Ima(i)=Ima(i-1)+(k(i,1)+2*k(i,2)+2*k(i,3)+k(i,4))/6;
142 Mep(i)=Mep(i-1)+(l(i,1)+2*l(i,2)+2*l(i,3)+l(i,4))/6;
143 Siss(i-1,1:4)=0;
144 Tw(i)=Tw(i-1)+VarTw;
145
146 %Inicialización para el bucle de cálculo de temperatura del agua en i
147 Ta(i)=Ta(i-1);
148 X3=0;
149
150 %Bucle de cálculo de temperatura del agua en i para el intervalo i subsaturado
151 while abs(Ta(i)-X3)>0.0001
152 Ta(i)=X3;
153 Cpa(i)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i)+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*((Ta(i)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Ta(i)+273.15)/2)^3);
154 Cpv(i)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Ta(i)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*(((Ta(i)+273.15)/2)^6);
155 X3=273.15+(Ima(i)-W(i)*Ifgwo)/(Cpa(i)+Cpv(i)*W(i));
156 end
157
158 %Cálculo de las variables para comprobar saturación
159 zsa(i)=10.79586*(1-273.16/Ta(i))+5.02808*log10(273.16/Ta(i))+(1.50474*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Ta(i)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta(i))))-1)+2.786118312;
160 Psa(i)=10^zsa(i);
161 Wsa(i)=(0.62509*Psa(i))/(Pa-1.005*Psa(i));
162
163 %Cálculo de la temperatura de bulbo húmedo en función de la saturación

```



```

164 if Wsa(i)>W(i) %Caso subsaturado
165
166 %Iniciación de variables para el cálculo de la temperatura de bulbo humedo en i
167 X2=0;
168 n2=0;
169
170 %Bucle para el cálculo de la temperatura de bulbo humedo en i
171 while (X2-W(i))<=0.0000000001
172 Twbvar=Twb(i-1)+0.0001*n2;
173 z(i)=10.79586*(1-273.16/Twbvar)+5.02808*log10(273.16/Twbvar)+(1.50474*10^(-4))*(1-
10^(-8.29692*(Twbvar/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twbvar(1))-1)+
+2.786118312;
174 Pwvb(i)=10^z(i);
175 X2=((2501.6-2.3263*(Twbvar-273.15))/(2501.6+1.8577*(Ta(i)-273.15)-4.184*(Twbvar-
273.15)))*(0.62509*Pwvb(i)/(Pa-1.005*Pwvb(1)))-(1.00416*(Ta(i)-Twbvar))/(2501.6+1.8577*
(Ta(i)-273.15)-4.184*(Twbvar-273.15));
176 n2=n2+1;
177 end
178 Twb(i)=Twbvar;
179
180 end %Final bucle línea 164
181
182 if Wsa(i)<=W(i)%Caso sobresaturado
183
184 %Iniciación de variables para el cálculo de la temperatura del aire en i
185 X1=0;
186 Ta(i)=Ta(i-1);
187 n4=0;
188
189 %Bucle para el cálculo de la temperatura del aire en i
190 while abs(Ta(i)-X1)>=0.001
191 Ta(i)=Ta(i-1)+0.0001*n4;
192 Cpwss(i)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Ta(i)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Ta(i)+273.
15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*((Ta(i)+273.15)/2)^6;
193 Cpv(i)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Ta(i)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i)+273.15)
/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Ta(i)+273.15)/2)^6;
194 Cpa(i)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i)+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*((Ta
(i)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Ta(i)+273.15)/2)^3;
195 zsa(i)=10.79586*(1-273.16/Ta(i))+5.02808*log10(273.16/Ta(i))+1.50474*10^(-4))*(1-
10^(-8.29692*(Ta(i)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta(i))-1)+2.
786118312;
196 Psa(i)=10^zsa(i);
197 Wsa(i)=(0.62509*Psa(i))/(Pa-1.005*Psa(i));
198 X1=273.15+(Ima(i)-Wsa(i)*Ifgwo)/(Cpa(i)+Cpv(i)*Wsa(i)+(W(i)-Wsa(i))*Cpwss(i));
199 n4=n4+1;
200 end
201 Twb(i)=Ta(i);
202
203 end %Final bucle línea 182
204
205 Iss(i)=Ima(i);
206
207 else %Caso sobresaturado % Referencia al bucle de la línea 49
208
209 %Cálculo de los valores necesario en el intervalo i-1 y paso 1 de Runge Kutta
210 Twb(i-1)=Ta(i-1);

```

```

211 zsw(i-1)=10.79586*(1-273.16/Tw(i-1))+5.02808*log10(273.16/Tw(i-1))+(1.50474*10^
(-4))*(1-10^(-8.29692*(Tw(i-1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Tw
(i-1)))-1)+2.786118312;
212 Psw(i-1)=10^zsw(i-1);
213 Wsw(i-1)=(0.62509*Psw(i-1))/(Pa-1.005*Psw(i-1));
214 zsa(i-1)=10.79586*(1-273.16/Ta(i-1))+5.02808*log10(273.16/Ta(i-1))+(1.50474*10^
(-4))*(1-10^(-8.29692*(Ta(i-1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta
(i-1)))-1)+2.786118312;
215 Psa(i-1)=10^zsa(i-1);
216 Wsa(i-1)=(0.62509*Psa(i-1))/(Pa-1.005*Psa(i-1));
217 Lef(i-1)=0.865^(0.667)*((Wsw(i-1)+0.622)/(Wsa(i-1)+0.622)-1)/(log((Wsw(i-1)+0.622)/
(Wsa(i-1)+0.622)));
218 Cpa(i-1)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i-1)+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*
((Ta(i-1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Ta(i-1)+273.15)/2)^3;
219 Cpv(i-1)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Ta(i-1)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i-1)
+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Ta(i-1)+273.15)/2)^6;
220 Cpvw(i-1)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Tw(i-1)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Tw(i-1)
+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Tw(i-1)+273.15)/2)^6;
221 Iv(i-1)=Ifgwo+Cpvw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15);
222 Cpaw(i-1)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Tw(i-1)+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*
((Tw(i-1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Tw(i-1)+273.15)/2)^3;
223 Cpvw(i-1)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Tw(i-1)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Tw(i-1)
+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Tw(i-1)+273.15)/2)^6;
224 Imasw(i-1)=Cpaw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15)+Wsw(i-1)*(Ifgwo+Cpvw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15));
225 Cpw(i-1)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Tw(i-1)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Tw(i-1)
+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*((Tw(i-1)+273.15)/2)^6;
226
227 %Cálculo de los gradientes del intervalo i-1 y paso 1 del método Runge Kutta
228 Sw(i-1,1)=(mw(i-1)/ma(i-1)*Cpw(i-1)*(Wsw(i-1)-Wsa(i-1)))/(Imasw(i-1)-Iss(i-1)+(Lef
(i-1)-1)*(Imasw(i-1)-Iss(i-1)-(Wsw(i-1)-Wsa(i-1))*Iv(i-1)+(W(i-1)-Wsa(i-1))*Cpw(i-1)*
(Tw(i-1)-273.15)))+(W(i-1)-Wsw(i-1))*Cpw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15));
229 Siss(i-1,1)=(mw(i-1)/ma(i-1)*Cpw(i-1))*(1+((Wsw(i-1)-Wsa(i-1))*Cpw(i-1)*(Tw(i-1)
-273.15))/(Imasw(i-1)-Iss(i-1)+(Lef(i-1)-1)*(Imasw(i-1)-Iss(i-1)-(Wsw(i-1)-Wsa(i-1))*Iv
(i-1)+(W(i-1)-Wsa(i-1))*Cpw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15)))+(W(i-1)-Wsw(i-1))*Cpw(i-1)*(Tw(i-1)
-273.15)));
230 SMep(i-1,1)=Cpw(i-1)/(Imasw(i-1)-Iss(i-1)+(Lef(i-1)-1)*(Imasw(i-1)-Iss(i-1)-(Wsw(i-
1)-Wsa(i-1))*Iv(i-1)+(W(i-1)-Wsa(i-1))*Cpw(i-1)*(Tw(i-1)-273.15)))+(W(i-1)-Wsw(i-1))*Cpw
(i-1)*(Tw(i-1)-273.15));
231
232
233 for g=2:3 % Cálculo del intervalo i-1 y paso g del método Runge Kutta
234
235 %Cálculo de los valores necesarios del intervalo i-1 y paso g del método Runge
Kutta
236
237 Twq=Tw(i-1)+VarTw/2;
238 Issq=Iss(i-1)+Siss(i-1,g-1)*VarTw/2;
239 Wq=W(i-1)+Sw(i-1,g-1)*VarTw/2;
240 zswq=10.79586*(1-273.16/Twq)+5.02808*log10(273.16/Twq)+(1.50474*10^(-4))*(1-10^
(-8.29692*(Twq/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twq))-1)+2.
786118312;
241 Pswq=10^zswq;
242 Wswq=(0.62509*Pswq)/(Pa-1.005*Pswq);
243 zsaq=10.79586*(1-273.16/Ta(i-1))+5.02808*log10(273.16/Ta(i-1))+(1.50474*10^(-4))*
(1-10^(-8.29692*(Ta(i-1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta(i-1))
-1)+2.786118312;

```

```

244 Psaq=10^zsaq;
245 Wsaq=(0.62509*Psaq)/(Pa-1.005*Psaq);
246 Lefq=0.865^(0.667)*((Wswq+0.622)/(Wsaq+0.622)-1)/(log((Wswq+0.622)/(Wsaq+0.622)));
247 Cpaq=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i-1)+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*((Ta
(i-1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Ta(i-1)+273.15)/2)^3;
248 Cpvq=1.3605*10^3+(2.313334)*((Ta(i-1)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i-1)+273.
15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Ta(i-1)+273.15)/2)^6;
249 Cpvwq=1.3605*10^3+(2.313334)*((Twq+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Twq+273.15)/2)
^5+(5.91332*10^(-13))*((Twq+273.15)/2)^6;
250 Ivq=Ifgwo+Cpvwq*(Twq-273.15);
251 Cpawq=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Twq+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*
((Twq+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Twq+273.15)/2)^3;
252 Cpvwq=1.3605*10^3+(2.313334)*((Twq+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Twq+273.15)/2)
^5+(5.91332*10^(-13))*((Twq+273.15)/2)^6;
253 Imaswq=Cpawq*(Twq-273.15)+Wswq*(Ifgwo+Cpvwq*(Twq-273.15));
254 Cpwq=8.15599*10^3-2.80627*10*((Twq+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Twq+273.15)/2)^2-
(2.17582*10^(-13))*((Twq+273.15)/2)^6;
255 mwq=mwi-mai*(W(d)-Wq);
256 Twq=Twq-273.15;
257
258 %Cálculo de los gradientes del intervalo i-1 y paso g del método Runge Kutta
259 Sw(i-1,g)=(mwq/ma(i-1)*Cpwq*(Wswq-Wsaq))/(Imaswq-Issq+(Lefq-1)*(Imaswq-Issq-(Wswq-
Wsaq)*Ivq+(Wq-Wsaq)*Cpwq*Twq)+(Wq-Wswq)*Cpwq*Twq);
260 Siss(i-1,g)=(mwq/ma(i-1)*Cpwq)*(1+((Wswq-Wsaq)*Cpwq*Twq)/(Imaswq-Issq+(Lefq-1)*
(Imaswq-Issq-(Wswq-Wsaq)*Ivq+(Wq-Wsaq)*Cpwq*Twq)+(Wq-Wswq)*Cpwq*Twq));
261 SMep(i-1,g)=Cpwq/(Imaswq-Issq+(Lefq-1)*(Imaswq-Issq-(Wswq-Wsaq)*Ivq+(Wq-Wsaq)
*Cpwq*Twq)+(Wq-Wswq)*Cpwq*Twq);
262
263 end %Final bucle línea 233
264
265 %Cálculo de los valores necesarios del intervalo i-1 y paso 4 del método Runge
Kutta
266 Twq=Tw(i-1)+VarTw;
267 Issq=Iss(i-1)+Siss(i-1,3)*VarTw;
268 Wq=W(i-1)+Sw(i-1,3)*VarTw;
269
270 zswq=10.79586*(1-273.16/Twq)+5.02808*log10(273.16/Twq)+(1.50474*10^(-4))*(1-10^
(-8.29692*(Twq/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twq))-1)+2.
786118312;
271 Pswq=10^zswq;
272 Wswq=(0.62509*Pswq)/(Pa-1.005*Pswq);
273 zsaq=10.79586*(1-273.16/Ta(i-1))+5.02808*log10(273.16/Ta(i-1))+1.50474*10^(-4)*
(1-10^(-8.29692*(Ta(i-1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta(i-1))
-1)+2.786118312;
274 Psaq=10^zsaq;
275 Wsaq=(0.62509*Psaq)/(Pa-1.005*Psaq);
276 Lefq=0.865^(0.667)*((Wswq+0.622)/(Wsaq+0.622)-1)/(log((Wswq+0.622)/(Wsaq+0.622)));
277 Cpaq=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i-1)+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*((Ta
(i-1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Ta(i-1)+273.15)/2)^3;
278 Cpvq=1.3605*10^3+(2.313334)*((Ta(i-1)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i-1)+273.
15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Ta(i-1)+273.15)/2)^6;
279 Cpvwq=1.3605*10^3+(2.313334)*((Twq+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Twq+273.15)/2)
^5+(5.91332*10^(-13))*((Twq+273.15)/2)^6;
280 Ivq=Ifgwo+Cpvwq*(Twq-273.15);
281 Cpawq=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Twq+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*
((Twq+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Twq+273.15)/2)^3;

```

```

282 Cpvwq=1.3605*10^3+(2.313334)*((Twq+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Twq+273.15)/2)
^5+(5.91332*10^(-13))*((Twq+273.15)/2)^6;
283 Imaswq=Cpawq*(Twq-273.15)+Wswq*(Ifgwo+Cpvwq*(Twq-273.15));
284 Cpwq=8.15599*10^3-2.80627*10*((Twq+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Twq+273.15)/2)^2-
(2.17582*10^(-13))*((Twq+273.15)/2)^6;
285 mwq=mwi-mai*(W(d)-Wq);
286 Twq=Twq-273.15;
287
288 %Cálculo de los gradientes del intervalo i-1 y paso 4 del método Runge Kutta
289 Sw(i-1,4)=(mwq/ma(i-1)*Cpwq*(Wswq-Wsaq))/(Imaswq-Issq+(Lefq-1)*(Imaswq-Issq-(Wswq-
Wsaq)*Ivq+(Wq-Wsaq)*Cpwq*Twq)+(Wq-Wswq)*Cpwq*Twq);
290 Siss(i-1,4)=(mwq/ma(i-1)*Cpwq)*(1+((Wswq-Wsaq)*Cpwq*Twq)/(Imaswq-Issq+(Lefq-1)*
(Imaswq-Issq-(Wswq-Wsaq)*Ivq+(Wq-Wsaq)*Cpwq*Twq)+(Wq-Wswq)*Cpwq*Twq));
291 SMep(i-1,4)=Cpwq/(Imaswq-Issq+(Lefq-1)*(Imaswq-Issq-(Wswq-Wsaq)*Ivq+(Wq-Wsaq)
*Cpwq*Twq)+(Wq-Wswq)*Cpwq*Twq);
292
293 %Cálculo de los factores de variación
294 for e=1:4
295 j(i,e)=VarTw*Sw(i-1,e);
296 k(i,e)=VarTw*Siss(i-1,e);
297 l(i,e)=VarTw*SMep(i-1,e);
298 end
299
300 %Cálculos de las variables del intervalo i
301 W(i)=W(i-1)+(j(i,1)+2*j(i,2)+2*j(i,3)+j(i,4))/6;
302 Iss(i)=Iss(i-1)+(k(i,1)+2*k(i,2)+2*k(i,3)+k(i,4))/6;
303 Mep(i)=Mep(i-1)+(l(i,1)+2*l(i,2)+2*l(i,3)+l(i,4))/6;
304 Ima(i)=0;
305 Sima(i-1,1:4)=0;
306 Tw(i)=Tw(i-1)+VarTw;
307
308 %Inicialización para el bucle de cálculo de temperatura del agua en i
309 X1=0;
310 Ta(i)=Ta(i-1);
311 n4=0;
312
313 %Bucle para el cálculo de la temperatura del aire en i
314 while abs(Ta(i)-X1)>=0.001
315 Ta(i)=Ta(i-1)+0.0001*n4;
316 Cpwss(i)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Ta(i)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Ta(i)+273.
15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*((Ta(i)+273.15)/2)^6;
317 Cpv(i)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Ta(i)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i)+273.15)
/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Ta(i)+273.15)/2)^6;
318 Cpa(i)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i)+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*((Ta
(i)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Ta(i)+273.15)/2)^3;
319 zsa(i)=10.79586*(1-273.16/Ta(i))+5.02808*log10(273.16/Ta(i))+(1.50474*10^(-4))*(1-
10^(-8.29692*(Ta(i)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta(i)))-1)+2.
786118312;
320 Psa(i)=10^zsa(i);
321 Wsa(i)=(0.62509*Psa(i))/(Pa-1.005*Psa(i));
322 X1=273.15+(Iss(i)-Wsa(i)*Ifgwo)/(Cpa(i)+Cpv(i)*Wsa(i)+(W(i)-Wsa(i))*Cpwss(i));
323 n4=n4+1;
324 end
325
326 %Cálculo temperatura de bulbo húmedo.
327 Twb(i)=Ta(i);

```

```

328 z(i)=10.79586*(1-273.16/Twb(i))+5.02808*log10(273.16/Twb(i))+1.50474*10^(-4)*(1-10^
(-8.29692*(Twb(i)/273.16-1)))+4.2873*10^(-4)*(10^(4.76955*(1-273.16/Twb(i)))-1)+2.
786118312;
329 Pvwb(i)=10^z(i);
330
331 end %Final bucle línea 51
332
333 %Cálculo de los valores de caudal en función de la humedad específica obtenida.
334 mw(i)=mwi-(W(d)-W(i))*mai;
335 ma(i)=mai;
336
337 end %Final bucle línea 49
338
339 end %Final bucle línea 33
340
341 %Cálculo humedad relativa
342 for i=1:d
343 if W(i)/Wsa(i)<1
344 HR(i)=W(i)/Wsa(i)*100;
345 else
346 HR(i)=100;
347 end
348 end
349
350 %Cálculo carga térmica
351 if Iss(d)==0
352 Q=mai*(Ima(d)-Ima(1));
353 else
354 Q=mai*(Iss(d)-Ima(1));
355 end
356
357 %Temperaturas de grados Kelvin a Celsius
358 for i=1:d
359 Twb(i)=Twb(i)-273.15;
360 Ta(i)=Ta(i)-273.15;
361 Tw(i)=Tw(i)-273.15;
362 end
363
364 %Cálculo valores de salida
365 Two=Tw(d);
366 Tao=Ta(d);
367 Twbo=Twb(d);
368 Wo=W(d);
369 HRo=HR(d);
370 Isso=Iss(d);
371 Imao=Ima(d);
372 mwo=mw(1);
373 Mepo=Mep(d);
374 end

```

```

1 function [Tao,Twbo,Wo,mwo,Two,Isso,Imao,HRo,Q]=PerformancePuntoContraflujo(Twi,mwi,
Pa,Tai,mai,Twbi,d,Mepoe,Wo)
2
3 %           Entradas
4 %Twi es la temperatura del agua a la entrada del empaquetamiento en °C
5 %mwi es el caudal de agua a la entrada del empaquetamiento en kg/s
6 %Pa es la presión atmosférica en Pa
7 %Tai es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del empaquetamiento en °C
8 %mai es el caudal de aire seco a la entrada del empaquetamiento en kg/s
9 %Twbi es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del empaquetamiento en
°C
10 %d es el número de intervalos + 1 o número de puntos.
11 %Wo es la estimación de la humedad específica del aire a la salida del
empaquetamiento en kg/kg aire seco
12 %Mepoe es el número de Merkel según el método de Poppe
13
14 %           Salidas
15 %Tao es la temperatura de bulbo seco del aire a la salida del empaquetamiento en °C
16 %Twbo es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del empaquetamiento en
°C
17 %Wo es la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire
seco
18 %mwo es el caudal de agua a la salida del empaquetamiento en kg/s
19 %Two es la temperatura del agua a la salida del empaquetamiento en °C
20 %Isso e Ima son las entalpías del aire a la salida del empaquetamiento en J/kg de
aire seco
21 %HRo es la humedad relativa del aire a la salida del empaquetamiento en %
22 %Q es la carga térmica en W
23
24
25 Mepo(d)=0;%Iniciación del bucle que pivota sobre Two hasta igualar el valor de
Merkel.
26 Two=35.5; %Iniciación de la variable pivote
27
28 while Mepoe-Mepo(d)>0.0001 %Bucle para llegar al número de Merkel definido pivotando
sobre Two
29
30 if abs(Mepo(d)-Mepoe)>0.5
31     Two=Two-1
32 elseif abs(Mepo(d)-Mepoe)>0.25
33     Two=Two-0.5
34 elseif abs(Mepo(d)-Mepoe)>0.1
35     Two=Two-0.1
36 else
37     Two=Two-0.07
38 end
39
40 [Tao,Twbo,Wo,mwo,Isso,Imao,Mepo,HRo,Q]=DemandaContraflujo(Twi,Two,mwi,Pa,Tai,mai,
Twbi,d,Wo);
41
42 Mepo(d)=Mepoe;
43 end %Fin bucle empezado en línea 28
44

```

```

1 function [Taom,Wom,Twom,mwom,Issom,Imaom,Lfii,Me,HRom,Q]=DemandaFlujoCruzado (Twi,
Two, mwi, Pa, Tai, mai, Twbi, Lfi, Lx, Ly, d,Meh,inc)
2
3 %           Entradas
4 %Twi es la temperatura del agua a la entrada del empaquetamiento en °C
5 %Two es la temperatura del agua a la salida del empaquetamiento en °C
6 %mwi es el caudal de agua a la entrada del empaquetamiento en kg/s
7 %Pa es la presión atmosférica en Pa
8 %Tai es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del empaquetamiento en
°C
9 %mai es el caudal de aire seco a la entrada del empaquetamiento en kg/s
10 %Twbi es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del empaquetamiento
en °C
11 %Lfi es la altura del empaquetamiento en m
12 %Lx es el largo del empaquetamiento en m
13 %Ly es el ancho del empaquetamiento en m
14 %d es el número de intervalos + 1 o número de puntos.
15 %Meh es la estimación de Merkel en la dirección h
16 %inc es el incremento de cada iteración sobre Meh
17
18 %           Salidas
19 %Taom es la temperatura de bulbo seco del aire a la salida del empaquetamiento en
°C
20 %Wom es la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg
aire seco
21 %Twom es la temperatura del agua a la salida del empaquetamiento en °C
22 %mwom es el caudal de agua a la salida del empaquetamiento en kg/s
23 %Issom e Imaom son las entalpías del aire a la salida del empaquetamiento en J/kg
de aire seco
24 %Lfii longitud del empaquetamiento simulado en m
25 %Me es el número de Merkel acorde al método de Poppe
26 %HRom es la humedad relativa del aire a la salida del empaquetamiento en %
27 %Q es la carga térmica en W
28
29 %1.-Inicialización de variables
30
31 %Temperaturas
32 Twom=0;
33 Twi=Twi+273.15;
34 Two=Two+273.15;
35 Tai=Tai+273.15;
36 Twbi=Twbi+273.15;
37
38 %Variables constantes
39 Ifgwo=3.4831814*10^6-(5.8627703*10^3)*273.15+12.139568*273.15^2-(1.40290431*10^
(-2))*273.15^3;
40
41 %Variables de dimension
42 Afra=Lfi*Ly;
43 Afrw=Ly*Lx;
44 dl=d-1;
45 dist=Lx/dl;
46 bl=round(Lfi/dist);
47 b=bl+1;
48 Lfii=b1*dist;
49

```



```

50 %2.-Bucle general de cálculo del aire a la salida.
51
52 while abs(Twom-Two)>0.005
53
54 %Evolución iterativa de Merkel, seguimiento.
55 Meh=Meh+inc
56 Twom
57 n=1;
58
59
60 %3.-Bucle para rellenar la iteración 1, sin mezcla.
61
62 for i=1:d
63     for j=1:b
64         Ta(i,j,1)=Tai;
65         Twb(i,j,1)=Twbi;
66         z(i,j,1)=10.79586*(1-273.16/Twb(i,j,1))+5.02808*log10(273.16/Twb(i,j,1))+(1.50474*
*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Twb(i,j,1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Twb(i,j,1)))-1)+2.786118312;
67         Pvw(i,j,1)=10^z(i,j,1);
68         W(i,j,1)=((2501.6-2.3263*(Twb(i,j,1)-273.15))/(2501.6+1.8577*(Ta(i,j,1)-273.15)
-4.184*(Twb(i,j,1)-273.15)))*(0.62509*Pvw(i,j,1)/(Pa-1.005*Pvw(i,j,1)))-(1.00416*(Ta
(i,j,1)-Twb(i,j,1)))/(2501.6+1.8577*(Ta(i,j,1)-273.15)-4.184*(Twb(i,j,1)-273.15));
69         Tw(i,j,1)=Twbi;
70         Ga(i,j,1)=mai/(Afra);
71         Cpv(i,j,1)=1.3605*10^3+(2.313334)*(Ta(i,j,1)+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Ta(i,
j,1)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*(((Ta(i,j,1)+273.15)/2)^6);
72         Cpa(i,j,1)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Ta(i,j,1)+273.15)/2+(7.083814*10^(-4)
*(((Ta(i,j,1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Ta(i,j,1)+273.15)/2)^3);
73         Cpw(i,j,1)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Ta(i,j,1)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Ta(i,
j,1)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*(((Ta(i,j,1)+273.15)/2)^6);
74         Gw(i,j,1)=mwi/(Afrw);
75         Cpvw(i,j,1)=1.3605*10^3+(2.313334)*(Tw(i,j,1)+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Tw
(i,j,1)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*(((Tw(i,j,1)+273.15)/2)^6);
76         Cpaw(i,j,1)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Tw(i,j,1)+273.15)/2+(7.083814*10^(-4)
*(((Tw(i,j,1)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Tw(i,j,1)+273.15)/2)^3);
77         Cpw(i,j,1)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Tw(i,j,1)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Tw
(i,j,1)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*(((Tw(i,j,1)+273.15)/2)^6);
78         Iv(i,j,1)=Ifgwo+Cpvw(i,j,1)*(Tw(i,j,1)-273.15);;
79         zsw(i,j,1)=10.79586*(1-273.16/Tw(i,j,1))+5.02828*log10(273.16/Tw(i,j,1))+(1.50474*
*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Tw(i,j,1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-Tw(i,
j,1)/273.16)))-1)+2.786118312;
80         Psw(i,j,1)=10^zsw(i,j,1);
81         Wsw(i,j,1)=(0.62509*Psw(i,j,1))/(Pa-1.005*Psw(i,j,1));
82         zsa(i,j,1)=10.79586*(1-273.16/Ta(i,j,1))+5.02808*log10(273.16/Ta(i,j,1))+(1.50474*
*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Ta(i,j,1)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Ta(i,j,1)))-1)+2.786118312;
83         Psa(i,j,1)=10^zsa(i,j,1);
84         Wsa(i,j,1)=(0.62509*Psa(i,j,1))/(Pa-1.005*Psa(i,j,1));
85         Imasw(i,j,1)=Cpaw(i,j,1)*(Tw(i,j,1)-273.15)+Wsw(i,j,1)*(Ifgwo+Cpvw(i,j,1)*(Tw(i,j,
1)-273.15));;
86         if Twb(i,j,1)<Ta(i,j,1) %Subsaturado
87             Lef(i,j,1)=(0.865^(0.667))*((Wsw(i,j,1)+0.622)/(W(i,j,1)+0.622)-1)/(log((Wsw(i,j,1)
+0.622)/(W(i,j,1)+0.622)));;
88             Ima(i,j,1)=Cpa(i,j,1)*(Ta(i,j,1)-273.15)+W(i,j,1)*(Ifgwo+Cpv(i,j,1)*(Ta(i,j,1)
-273.15));;

```

```

89 Iss(i,j,1)=Ima(i,j,1);
90 else %Supersaturado
91 Lef(i,j,1)=(0.865^(0.667))*((Wsw(i,j,1)+0.622)/(Wsa(i,j,1)+0.622)-1)/(log((Wsw(i,j,1)+0.622)/(Wsa(i,j,1)+0.622)));
92 Iss(i,j,1)=Cpa(i,j,1)*(Ta(i,j,1)-273.15)+Wsa(i,j,1)*(Ifgwo+Cpv(i,j,1)*(Ta(i,j,1)-273.15))+(W(i,j,1)-Wsa(i,j,1))*Cpw(i,j,1)*(Ta(i,j,1)-273.15);
93 Ima(i,j,1)=0;
94 end %Final bucle línea 86
95     end %Final bucle línea 63
96 end %Final bucle línea 62
97
98 %4.-Bucle cálculo de temperatura del agua
99
100 errorTw=1;
101 while abs(errorTw)>0.01
102 n=n+1;
103
104 %5.-Cálculo de los valores del aire a la entrada del empaquetamiento i=1, j=1:50
105
106 for j=1:b
107 Ta(1,j,n)=Tai;
108 Cpv(1,j,n)=1.3605*10^3+(2.313334)*(Ta(1,j,n)+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Ta(1,j,n)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*(((Ta(1,j,n)+273.15)/2)^6);
109 Cpa(1,j,n)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Ta(1,j,n)+273.15)/2+(7.083814*10^(-4))*(((Ta(1,j,n)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*(((Ta(1,j,n)+273.15)/2)^3);
110 Cpw(1,j,n)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Ta(1,j,n)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*(((Ta(1,j,n)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*(((Ta(1,j,n)+273.15)/2)^6);
111 zsa(1,j,n)=10.79586*(1-273.16/Ta(1,j,n))+5.02808*log10(273.16/Ta(1,j,n))+(1.50474*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Ta(1,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Ta(1,j,n))))-1)+2.786118312;
112 Psa(1,j,n)=10^zsa(1,j,n);
113 Wsa(1,j,n)=(0.62509*Psa(1,j,n))/(Pa-1.005*Psa(1,j,n));
114 Twb(1,j,n)=Twbi;
115 if Twb(1,j,n)<Ta(1,j,n)
116 z(1,j,n)=10.79586*(1-273.16/Twb(1,j,n))+5.02808*log10(273.16/Twb(1,j,n))+(1.50474*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Twb(1,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twb(1,j,n))))-1)+2.786118312;
117 Pvw(1,j,n)=10^z(1,j,n);
118 W(1,j,n)=((2501.6-2.3263*(Twb(1,j,n)-273.15))/(2501.6+1.8577*(Ta(1,j,n)-273.15)-4.184*(Twb(1,j,n)-273.15)))*(0.62509*Pvw(1,j,n)/(Pa-1.005*Pvw(1,j,n)))-(1.00416*(Ta(1,j,n)-Twb(1,j,n)))/(2501.6+1.8577*(Ta(1,j,n)-273.15)-4.184*(Twb(1,j,n)-273.15));
119 Ima(1,j,n)=Cpa(1,j,n)*(Ta(1,j,n)-273.15)+W(1,j,n)*(Ifgwo+Cpv(1,j,n)*(Ta(1,j,n)-273.15));
120 Iss(1,j,n)=0;
121 M(1,j,n)=0;
122 else % Referencia al bucle de la línea 115
123 Twb(1,j,n)=Ta(1,j,n);
124 z(1,j,n)=10.79586*(1-273.16/Twb(1,j,n))+5.02808*log10(273.16/Twb(1,j,n))+(1.50474*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Twb(1,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twb(1,j,n))))-1)+2.786118312;
125 Pvw(1,j,n)=10^z(1,j,n);
126 W(1,j,n)=((2501.6-2.3263*(Twb(1,j,n)-273.15))/(2501.6+1.8577*(Ta(1,j,n)-273.15)-4.184*(Twb(1,j,n)-273.15)))*(0.62509*Pvw(1,j,n)/(Pa-1.005*Pvw(1,j,n)))-(1.00416*(Ta(1,j,n)-Twb(1,j,n)))/(2501.6+1.8577*(Ta(1,j,n)-273.15)-4.184*(Twb(1,j,n)-273.15));
127 Iss(1,j,n)=Cpa(1,j,n)*(Ta(1,j,n)-273.15)+W(1,j,n)*(Ifgwo+Cpv(1,j,n)*(Ta(1,j,n)-273.15))+(W(1,j,n)-Wsa(1,j,n))*Cpw(1,j,n)*(Ta(1,j,n)-273.15);

```

```

128 Ima(i,j,n)=0;
129 M(1,j,n)=1;
130 end %Final bucle línea 115
131 end %Final bucle línea 106
132
133 %6.-Cálculo de los valores del agua a la entrada del empaquetamiento j=1, i=1:50
134
135 for i=1:d
136 Tw(i,1,n)=Twi;
137 Gw(i,1,n)=mwi/(Afrw);
138 Cpvw(i,1,n)=1.3605*10^3+(2.313334)*(Tw(i,1,n)+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Tw(i,1,n)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Tw(i,1,n)+273.15)/2)^6;
139 Cpaw(i,1,n)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Tw(i,1,n)+273.15)/2+(7.083814*10^(-4))*((Tw(i,1,n)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Tw(i,1,n)+273.15)/2)^3;
140 Cpwv(i,1,n)=8.15599*10^3-2.80627*10*(Tw(i,j,1)+273.15)/2+(5.11283*10^(-2))*((Tw(i,j,1)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*((Tw(i,j,1)+273.15)/2)^6;
141 zsw(i,1,n)=10.79586*(1-273.16/Tw(i,1,n))+5.02808*log10(273.16/Tw(i,1,n))+(1.50474*10^(-4))*((1-10^(-8.29692*(Tw(i,1,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Tw(i,1,n)))-1)+2.786118312;
142 Psw(i,1,n)=10^zsw(i,1,n);
143 Wsw(i,1,n)=(0.62509*Psw(i,1,n))/(Pa-1.005*Psw(i,1,n));
144 Imasw(i,1,n)=Cpaw(i,1,n)*(Tw(i,1,n)-273.15)+Wsw(i,1,n)*(Ifgwo+Cpvw(i,1,n)*(Tw(i,1,n)-273.15));
145 Iv(i,1,n)=Ifgwo+Cpvw(i,1,n)*(Tw(i,1,n)-273.15);
146 end %Final bucle línea 135
147
148 %7.-Cálculo de la variación de las condiciones del aire a lo largo del dominio a partir de las condiciones iniciales i=1
149
150 for i=2:d
151 for j=1:b
152
153 %7.1.-Subsaturado
154
155 if Twb(i-1,j,n)<Ta(i-1,j,n)
156 Ima(i,j,n)=(Ima(i-1,j,n)+Meh/2*((Imasw(i,j,n-1)-Ima(i,j,n-1)+(Lef(i,j,n-1)-1)*(Imasw(i,j,n-1)-Ima(i,j,n-1)-(Wsw(i,j,n-1)-W(i,j,n-1))*Iv(i,j,n-1)))+(Imasw(i-1,j,n-1)-Ima(i-1,j,n-1)+(Lef(i-1,j,n-1)-1)*(Imasw(i-1,j,n-1)-Ima(i-1,j,n-1)-(Wsw(i-1,j,n-1)-W(i-1,j,n-1))*Iv(i-1,j,n-1)))));
157 W(i,j,n)=(W(i-1,j,n)+(Meh/2)*((Wsw(i,j,n-1)-W(i,j,n-1)))+(Wsw(i-1,j,n-1)-W(i-1,j,n-1)))));
158 M(i,j,n)=0;
159 Ta(i,j,n)=Ta(i-1,j,n);
160 X3=0;
161 n1=0;
162 Iss(i,j,n)=0;
163
164 %Bucle de cálculo de temperatura del agua en i
165
166 while abs(Ta(i,j,n)-X3)>0.01
167 Ta(i,j,n)=Ta(i-1,j,n)+0.001*n1;
168 Cpa(i,j,n)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^3;
169 Cpv(i,j,n)=1.3605*10^3+(2.313334)*(Ta(i,j,n)+273.15)/2-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^6;
170 X3=273.15+(Ima(i,j,n)-W(i,j,n)*Ifgwo)/(Cpa(i,j,n)+Cpv(i,j,n)*W(i,j,n));

```

```

171 nl=nl+1;
172 end
173
174 %Bucle para el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo.
175
176 zsa(i,j,n)=10.79586*(1-273.16/Ta(i,j,n))+5.02808*log10(273.16/Ta(i,j,n))+(1.50474*
*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Ta(i,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Ta(i,j,n)))-1)+2.786118312;
177 Psa(i,j,n)=10^zsa(i,j,n);
178 Wsa(i,j,n)=(0.62509*Psa(i,j,n))/(Pa-1.005*Psa(i,j,n));
179
180 if Wsa(i,j,n)>W(i,j,n) %Subsaturado
181 X2=0;
182 n2=0;
183 while (W(i,j,n)-X2)>=0.0001 %Bucle para el cálculo de la temperatura de bulbo
humedo.
184 Twb(i,j,n)=Twb(i-1,j,n)+0.001*n2;
185 z(i,j,n)=10.79586*(1-273.16/Twb(i,j,n))+5.02808*log10(273.16/Twb(i,j,n))+1.
50474*10^(-4)*(1-10^(-8.29692*(Twb(i,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Twb(i,j,n)))-1)+2.786118312;
186 Pvw(i,j,n)=10^z(i,j,n);
187 X2=((2501.6-2.3263*(Twb(i,j,n)-273.15))/(2501.6+1.8577*(Ta(i,j,n)-273.15)-4.184*
(Twb(i,j,n)-273.15)))*(0.62509*Pvw(i,j,n)/(Pa-1.005*Pvw(i,j,n)))-(1.00416*(Ta(i,j,n)-
Twb(i,j,n)))/(2501.6+1.8577*(Ta(i,j,n)-273.15)-4.184*(Twb(i,j,n)-273.15)));
188 n2=n2+1;
189 end
190
191 else %Sobresaturado %Referencia al bucle de la línea 183
192
193 %Bucle para el cálculo de la temperatura del aire en i
194
195 X1=0;
196 Ta(i,j,n)=Ta(i-1,j,n);
197 n4=0;
198 while abs(Ta(i,j,n)-X1)>=0.01
199 Ta(i,j,n)=Ta(i-1,j,n)+0.001*n4;
200 Cpwss(i,j,n)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Ta
(i,j,n)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^6;
201 Cpv(i,j,n)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i,
j,n)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^6;
202 Cpa(i,j,n)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)+(7.083814*10^
(-4))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^3;
203 zsa(i,j,n)=10.79586*(1-273.16/Ta(i,j,n))+5.02808*log10(273.16/Ta(i,j,n))+(1.50474*
*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Ta(i,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Ta(i,j,n)))-1)+2.786118312;
204 Psa(i,j,n)=10^zsa(i,j,n);
205 Wsa(i,j,n)=(0.62509*Psa(i,j,n))/(Pa-1.005*Psa(i,j,n));
206 X1=273.15+(Ima(i,j,n)-Wsa(i,j,n)*Ifgwo)/(Cpa(i,j,n)+Cpv(i,j,n)*Wsa(i,j,n)+(W(i,j,n)
-Wsa(i,j,n))*Cpwss(i,j,n));
207 n4=n4+1;
208 end
209 Twb(i,j,n)=Ta(i,j,n);
210 end %Final bucle línea 183
211
212 Iss(i,j,n)=Ima(i,j,n);
213

```

```

214 %7.2.-Supersaturado
215
216 else %Referencia al bucle de la línea 155
217
218 Iss(i,j,n)=(Iss(i-1,j,n)+Meh/2*((Imasw(i,j,n-1)-Iss(i,j,n-1)+(Lef(i,j,n-1)-1)*
(Imasw(i,j,n-1)-Iss(i,j,n-1)-(Wsw(i,j,n-1)-Wsa(i,j,n-1))*Iv(i,j,n-1))+Lef(i,j,n-1)*Cpww
(i,j,n-1)*(Tw(i,j,n-1)-273.15)*(W(i,j,n-1)-Wsa(i,j,n-1)))+(Imasw(i-1,j,n-1)-Iss(i-1,j,
n-1)+(Lef(i-1,j,n-1)-1)*(Imasw(i-1,j,n-1)-Iss(i-1,j,n-1)-Iv(i-1,j,n-1)*(Wsw(i-1,j,n-1)-
Wsa(i-1,j,n-1)))+Lef(i-1,j,n-1)*Cpww(i-1,j,n-1)*(Tw(i-1,j,n-1)-273.15)*(W(i-1,j,n-1)-
Wsa(i-1,j,n-1)))));
219 W(i,j,n)=(W(i-1,j,n)+(Meh/2)*((Wsw(i,j,n-1)-Wsa(i,j,n-1))+(Wsw(i-1,j,n-1)-Wsa(i-1,
j,n-1))));
220 M(i,j,n)=1;
221 Ima(i,j,n)=0;
222
223 %Bucle para el cálculo de la temperatura del aire
224
225 Xl=Tai+100;
226 n1=0;
227 Ta(i,j,n)=273.15;
228
229 while Ta(i,j,n)-Xl<=0.01
230 Ta(i,j,n)=Ta(i-1,j,n)+0.001*n1;
231 Cpwi,j,n=8.15599*10^3-2.80627*10*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Ta(i,
j,n)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^6;
232 Cpv(i,j,n)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i,
j,n)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^6;
233 Cpa(i,j,n)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)+(7.083814*10^
(-4))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^3;
234 zsa(i,j,n)=10.79586*(1-273.16/Ta(i,j,n))+5.02808*log10(273.16/Ta(i,j,n))+(1.50474*
(10^(-4)))*(1-10^(-8.29692*(Ta(i,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Ta(i,j,n)))-1)+2.786118312;
235 Psa(i,j,n)=10^zsa(i,j,n);
236 Wsa(i,j,n)=(0.62509*Psa(i,j,n))/(Pa-1.005*Psa(i,j,n));
237 Xl=273.15+(Iss(i,j,n)-Wsa(i,j,n)*Ifgwo)/(Cpa(i,j,n)+Cpv(i,j,n)*Wsa(i,j,n)+(W(i,j,n)
-Wsa(i,j,n))*Cpwi,j,n));
238 n1=n1+1;
239 end
240
241 %Temperatura de bulbo húmedo
242
243 Twb(i,j,n)=Ta(i,j,n);
244 z(i,j,n)=10.79586*(1-273.16/Twb(i,j,n))+5.02808*log10(273.16/Twb(i,j,n))+1.
50474*10^(-4)*(1-10^(-8.29692*(Twb(i,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Twb(i,j,n)))-1)+2.786118312;
245 Pvwb(i,j,n)=10^z(i,j,n);
246
247 end %Final bucle línea 155
248 end %Final bucle línea 151
249 end %Final bucle línea 150
250
251 %8.-Cálculo de la variación de las condiciones del agua a lo largo del dominio a
partir de las condiciones iniciales en j=1
252
253 for i=1:d
254 for j=2:b

```

```

255
256 %8.1.-Subsaturado
257
258 if Twb(i,j,n)<Ta(i,j,n)
259     Gw(i,j,n)=(Gw(i,j-1,n)-(Ga(i,j,n-1)*Meh/2)*((Wsw(i,j,n-1)-W(i,j,n-1))+(Wsw(i,j-1,n-1)-W(i,j-1,n-1)))));
260     Tw(i,j,n)=(Tw(i,j-1,n)+(Meh*Ga(i,j,n-1)/2)*((1/(Cpww(i,j,n-1)*Gw(i,j,n-1)))*((Wsw(i,j,n-1)-W(i,j,n-1))*Cpww(i,j,n-1)*(Tw(i,j,n-1)-273.15)-(Imasw(i,j,n-1)-Ima(i,j,n-1))-(Lef(i,j,n-1)-1)*(Imasw(i,j,n-1)-Ima(i,j,n-1)-(Wsw(i,j,n-1)-W(i,j,n-1))*Iv(i,j,n-1)))+(1/(Cpww(i,j-1,n-1)*Gw(i,j-1,n-1)))*((Wsw(i,j-1,n-1)-W(i,j-1,n-1))*Cpww(i,j-1,n-1)*(Tw(i,j-1,n-1)-273.15)-(Imasw(i,j-1,n-1)-Ima(i,j-1,n-1))-(Lef(i,j-1,n-1)-1)*(Imasw(i,j-1,n-1)-Ima(i,j-1,n-1)-(Wsw(i,j-1,n-1)-W(i,j-1,n-1))*Iv(i,j-1,n-1))))));
261
262 %8.2.-Sobresaturado
263
264 else %Referencia al bucle de la línea 258
265
266     Gw(i,j,n)=(Gw(i,j-1,n)-(Ga(i,j,n-1)*Meh/2)*((Wsw(i,j,n-1)-Wsa(i,j,n-1))+(Wsw(i,j-1,n-1)-Wsa(i,j-1,n-1)))));
267     Tw(i,j,n)=(Tw(i,j-1,n)+(Meh*Ga(i,j,n-1)/2)*((1/(Cpww(i,j,n-1)*Gw(i,j,n-1)))*((Wsw(i,j,n-1)-Wsa(i,j,n-1))*Cpww(i,j,n-1)*(Tw(i,j,n-1)-273.15)-(Imasw(i,j,n-1)-Iss(i,j,n-1))-(Lef(i,j,n-1)-1)*(Imasw(i,j,n-1)-Iss(i,j,n-1)-(Wsw(i,j,n-1)-Wsa(i,j,n-1))*Iv(i,j,n-1))-(Lef(i,j,n-1)*Cpww(i,j,n-1)*(Tw(i,j,n-1)-273.15)*(W(i,j,n-1)-Wsa(i,j,n-1)))+(1/(Cpww(i,j-1,n-1)*Gw(i,j-1,n-1)))*((Wsw(i,j-1,n-1)-W(i,j-1,n-1))*Cpww(i,j-1,n-1)*(Tw(i,j-1,n-1)-273.15)-(Imasw(i,j-1,n-1)-Iss(i,j-1,n-1))-(Lef(i,j-1,n-1)-1)*(Imasw(i,j-1,n-1)-Iss(i,j-1,n-1)-(Wsw(i,j-1,n-1)-Wsa(i,j-1,n-1))*Iv(i,j-1,n-1))-(Lef(i,j-1,n-1)*Cpww(i,j-1,n-1)*(Tw(i,j-1,n-1)-273.15)*(W(i,j-1,n-1)-Wsa(i,j-1,n-1))))));
268
269 end %Final bucle línea 258
270 end %Final bucle línea 254
271 end %Final bucle línea 253
272
273 %9.-Cálculo de variables de la nueva iteración.
274
275 for i=2:d
276     for j=1:b
277
278     %9.1.-Cálculo valores no dependientes de la saturación
279
280     Cpaw(i,j,n)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)+(7.083814*10^(-4))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)^3;
281     Cpvw(i,j,n)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)^6;
282     Cpww(i,j,n)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Tw(i,j,1)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Tw(i,j,1)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*((Tw(i,j,1)+273.15)/2)^6;
283     Ga(i,j,n)=mai/(Afra);
284     Iv(i,j,n)=Ifgwo+Cpvw(i,j,n)*(Tw(i,j,n)-273.15);
285     zsw(i,j,n)=10.79586*(1-273.16/Tw(i,j,n))+5.02808*log10(273.16/Tw(i,j,n))+(1.50474*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Tw(i,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Tw(i,j,n)))-1)+2.786118312;
286     Psw(i,j,n)=10^zsw(i,j,n);
287     Wsw(i,j,n)=(0.62509*Psw(i,j,n))/(Pa-1.005*Psw(i,j,n));
288     Imasw(i,j,n)=Cpaw(i,j,n)*(Tw(i,j,n)-273.15)+Wsw(i,j,n)*(Ifgwo+Cpvw(i,j,n)*(Tw(i,j,n)-273.15));
289
290 %9.2.-Cálculo valores para el factor de lewis.

```

```

291
292 if Twb(i,j,n)<Ta(i,j,n) %Subsaturado
293 Lef(i,j,n)=(0.865^(0.667))*((Wsw(i,j,n)+0.622)/(W(i,j,n)+0.622)-1)/(log((Wsw(i,j,n)
+0.622)/(W(i,j,n)+0.622)));
294 else %Supersaturado
295 Lef(i,j,n)=(0.865^(0.667))*((Wsw(i,j,n)+0.622)/(Wsa(i,j,n)+0.622)-1)/(log((Wsw(i,j,
n)+0.622)/(Wsa(i,j,n)+0.622)));
296 end
297
298 end %Final bucle línea 276
299 end %Final bucle línea 275
300
301 %10.-Cálculo condiciones en la línea de entrada del aire
302
303 for j=1:b
304 i=1;
305
306 %10.1.-Cálculo valores no dependientes de si es subsaturado o supersaturado
307
308 Ta(i,j,n)=Tai;
309 Twb(i,j,n)=Twbi;
310 Ga(i,j,n)=mai/(Afra);
311 Cpa(i,j,n)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)+(7.083814*10^
(-4))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^3;
312 Cpv(i,j,n)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Ta(i,
j,n)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^6;
313 zsa(i,j,n)=10.79586*(1-273.16/Ta(i,j,n))+5.02808*log10(273.16/Ta(i,j,n))+(1.50474
*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Ta(i,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Ta(i,j,n)))-1)+2.786118312;
314 Psa(i,j,n)=10^zsa(i,j,n);
315 Wsa(i,j,n)=(0.62509*Psa(i,j,n))/(Pa-1.005*Psa(i,j,n));
316 Cpw(i,j,n)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Ta(i,
j,n)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*((Ta(i,j,n)+273.15)/2)^6;
317 z(i,j,n)=10.79586*(1-273.16/Twb(i,j,n))+5.02808*log10(273.16/Twb(i,j,n))+1.
50474*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Twb(i,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Twb(i,j,n)))-1)+2.786118312;
318 Pvw(i,j,n)=10^z(i,j,n);
319 Cpaw(i,j,n)=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)+(7.083814*10^
(-4))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)^2-(2.705209*10^(-7))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)^3;
320 Cpvw(i,j,n)=1.3605*10^3+(2.313334)*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)-(2.46784*10^(-10))*((Tw
(i,j,n)+273.15)/2)^5+(5.91332*10^(-13))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)^6;
321 Cpw(i,j,n)=8.15599*10^3-2.80627*10*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)+(5.11283*10^(-2))*((Tw
(i,j,n)+273.15)/2)^2-(2.17582*10^(-13))*((Tw(i,j,n)+273.15)/2)^6;
322 Iv(i,j,n)=Ifgwo+Cpvw(i,j,n)*(Tw(i,j,n)-273.15);
323 zsw(i,j,n)=10.79586*(1-273.16/Tw(i,j,n))+5.02808*log10(273.16/Tw(i,j,n))+(1.50474
*10^(-4))*(1-10^(-8.29692*(Tw(i,j,n)/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-
273.16/Tw(i,j,n)))-1)+2.786118312;
324 Psw(i,j,n)=10^zsw(i,j,n);
325 Wsw(i,j,n)=(0.62509*Psw(i,j,n))/(Pa-1.005*Psw(i,j,n));
326 Imasw(i,j,n)=Cpaw(i,j,n)*(Tw(i,j,n)-273.15)+Wsw(i,j,n)*(Ifgwo+Cpvw(i,j,n)*(Tw(i,j,
n)-273.15));
327
328 %10.2.-Cálculo valores para el factor de Lewis
329
330 if Twb(i,j,n)<Ta(i,j,n) %Subsaturado
331 Lef(i,j,n)=(0.865^(0.667))*((Wsw(i,j,n)+0.622)/(W(i,j,n)+0.622)-1)/(log((Wsw(i,j,n)

```



```

+0.622)/(W(i,j,n)+0.622));
332 else %Supersaturado
333 Lef(i,j,n)=(0.865^(0.667))*((Wsw(i,j,n)+0.622)/(Wsa(i,j,n)+0.622)-1)/(log((Wsw(i,j,n)+0.622)/(Wsa(i,j,n)+0.622)));
334 end
335
336 end %Final bucle línea 303
337
338
339 %11.-Cálculo de valores medios de salida
340
341 Twomsuma=0;
342 Gwomsuma=0;
343 for i=1:d
344 Twomsuma=Twomsuma+Tw(i,b,n)*Gw(i,b,n);
345 Gwomsuma=Gwomsuma+Gw(i,b,n);
346 end
347 Twom=Twomsuma/(Gwomsuma);
348
349 Imaomsuma=0;
350 for j=1:b
351 Imaomsuma=Imaomsuma+Ima(d,j,n);
352 end
353 Imaom=Imaomsuma/b;
354
355 Issomsuma=0;
356 for j=1:b
357 Issomsuma=Issomsuma+Iss(d,j,n);
358 end
359 Issom=Issomsuma/b;
360
361 Tasuma=0;
362 for j=1:b
363 Tasuma=Tasuma+Ta(d,j,n);
364 end
365 Taom=Tasuma/b;
366
367 Womsuma=0;
368 for j=1:b
369 Womsuma=Womsuma+W(d,j,n);
370 end
371 Wom=Womsuma/b;
372
373 mwom=mwi-mai*(Wom-W(1,1,1));
374
375 Wsaomsuma=0;
376 for j=1:b
377 Wsaomsuma=Wsaomsuma+Wsa(d,j,n);
378 end
379 Wsaom=Wsaomsuma/b;
380
381 %12.-Cálculo del error en la temperatura del agua
382
383 sumaerrorTw=0;
384 for i=1:d
385     for j=1:b

```

```

386         sumaerrorTw=sumaerrorTw+(Tw(i,j,n)-Tw(i,j,n-1));
387     end
388 end
389 errorTw=sumaerrorTw/(d*b);
390 end %Final bucle línea 101
391 end %Final bucle línea 52
392
393 % 13.-Cálculo de Merkel
394
395 for i=1:d
396     for j=1:b
397 Mep(i,j)=Ga(i,j,n)*Meh/Gw(i,j,n);
398     end
399 end
400 Mepsuma=0;
401 for i=1:d1
402     for j=1:b1
403         Mepoppe(i,j)=(Mep(i,j)+Mep(i+1,j)+Mep(i,j+1)+Mep(i+1,j+1))/4;
404         Mepsuma=Mepoppe(i,j)+Mepsuma;
405     end
406 end
407 Memedio=Mepsuma/(d1*b1);
408 Me=Memedio*b1;
409
410 %14.-Datos de salida
411
412 Twom=Twom-273.15;
413 Taom=Taom-273.15;
414
415 %Cálculo humedad relativa
416 if Wom/Wsaom<1
417     HRom=Wom/Wsaom*100;
418 else
419     HRom=100;
420 end
421
422 %Cálculo carga térmica
423 if Issom==0
424     Q=mai*(Imaom-Ima(1,1,1));
425 else
426     Q=mai*(Issom-Ima(1,1,1));
427 end
428
429 % 15.- Matrices de valores:
430
431 % Mepresult=Mep(:, :)
432 % Cparesult=Cpa(:, :, n)
433 % Cpwresult=Cpw(:, :, n)
434 % Cpvresult=Cpv(:, :, n)
435 % Cpvwresult=Cpvw(:, :, n)
436 % Cpwresult=Cpw(:, :, n)
437 % Cpwresult=Cpw(:, :, n)
438 % Cpwareresult=Cpwa(:, :, n)
439 % Gwresult=Gw(:, :, n)
440 % Twresult=Tw(:, :, n)
441 % Ivresult=Iv(:, :, n)

```

```
442 % Imaswresult=Imasw(:, :, n)
443 % Imaresult=Ima(:, :, n)
444 % Issresult=Iss(:, :, n)
445 % Taresult=Ta(:, :, n)
446 % Twbresult=Twb(:, :, n)
447 % Wswresult=Wsw(:, :, n)
448 % Wsaresult=Wsa(:, :, n)
449 % Wresult=W(:, :, n)
450 % Mresult=M(:, :, n)
451
452 end
453
```

```

1 function [C,Cp]=CurvaCaracteristica(varo,Xo)
2 %           Entradas
3 %varo es el vector varo=[var1, var2,...] correlacionado, Me, Me/Lfi,VarP,Kfi/Lfi...
4 %Xo es la matriz [XP1 YP1;XP2 YP2...] de correlación [Gw1 Ga1 Lfi1 Twil;...],[Gw1
Ga1;...].
5
6 %           Salidas
7 %C es el vector [C1, C2,...] de constantes de correlación
8 % Cp es el vector [Cp1, Cp2] de constantes de correlación para la formula Me/Lfi
=Cp1*(Gw/Ga )^Cp2
9
10
11 l=length(Xo);
12 for i=1:l
13 Xl(i)=0.5;
14 end
15 X=[Xl' Xo];
16 var=log10(varo');
17 X=log10(X);
18 C=regress(var,X);
19 C(1)=0.5^C(1);
20
21 varp=[varo(1) varo(2)];
22 Xp=[Xo(1,1)/Xo(1,2);Xo(2,1)/Xo(2,2)];
23 for i=1:2
24 Xlp(i)=0.5;
25 end
26 Xp=[Xlp' Xp];
27 varp=log10(varp');
28 Xp=log10(Xp);
29 Cp=regress(varp,Xp);
30 Cp(1)=0.5^Cp(1);
31
32
33 Xg=[0.1; 0.5; 1; 1.5; 2; 2.5; 3; 3.5; 4];
34 for i=1:9
35     Xg1=0;
36 Xg1=Xg1+C(2)*log10(Xg(i));
37 varg(i)=C(1)*(10^Xg1);
38 end
39
40 loglog(Xg,varg,'r')
41 TITLE('Curva Característica')
42 XLABEL('L/G')
43 YLABEL('Me/Lfi')
44 AXIS([0.1 10 0 3])
45
46 end

```

```
1 function [var]=Correlacion(C,X)
2 %           Entradas
3 %X es la matriz [XP1 YP1;XP2 YP2...] de correlación, [Gw1 Gal Lfil Twil;...] o [Gw1 ↵
Gal;...]
4 %C es el vector [C1, C2,...] de constantes de correlación
5
6 %           Salidas
7 %var es el vector filas var=[var1, var2,...] correlacionado, Me, Me/Lfi,VarP, ↵
kfi/Lfi...
8
9 l=size(X);
10 n=length(C);
11 for i=1:l(1)
12     Xl=0;
13     for j=2:n
14         Xl=Xl+C(j)*log10(X(i,j-1));
15     end
16     var(i)=C(1)*(10^Xl);
17 end
18 end
19
20
```

```

1 function [Wt,Wgrossfan,Wmotorshaft,Wmotorinput,PD,PDe,PDi,PDo,PDm,PDvp] =
PotenciaVentilador(Kfe,Kfi,Kfo,Kfm,Lfi,Tai,Wi,Tao,Wo,Afre,mai,Pa,nv,cv,MecEff,MotorEff,
Rc,D)
2
3 %           Entradas
4 %Kfe es el vector de coeficientes de pérdidas del empaquetamiento en m-1
5 %Kfi es el vector de coeficientes de pérdidas de los elementos evaluados en la
entrada
6 %Kfo es el vector de coeficientes de pérdidas de los elementos evaluados en la
salida
7 %Kfm es el vector de coeficientes de pérdidas de los elementos evaluados en la zona
media
8 %Lfi es la longitud de empaquetamiento en m
9 %Tai es la temperatura del aire a la entrada del empaquetamiento en °C
10 %Wi es la humedad específica del aire a la entrada del empaquetamiento en kg/kg aire
seco
11 %Tao es la temperatura del aire a la salida del empaquetamiento en °C
12 %Wo es la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire
seco
13 %Afre es el área frontal de empaquetamiento en m2
14 %mai es el caudal de aire seco a la entrada del empaquetamiento en kg/s
15 %Pa es la presión atmosférica en Pa
16 %nv es el número de ventiladores activos
17 %cv es la capacidad de cada ventilador en %
18 %MecEff es la eficiencia del ventilador en %
19 %MotorEff es la eficiencia eléctrica del motor del ventilador en %
20 %Rc es la velocidad recuperada en el stack en %
21 %D es el diametro del ventilador en m
22
23 %           Salidas
24 %Wt es la potencia total consumida por el sistema de ventiladores en W
25 %Wgrossfan es la potencia mecánica del ventilador en W
26 %Wmotorshaft es la potencia en el eje del ventilador en W
27 %Wmotorinput es la potencia consumida por el ventilador en W
28 %PD es la pérdida de presión total en Pa
29 %PDe es la pérdida de presión a través del empaquetamiento en Pa
30 %PDi es la pérdida de presión evaluada en la entrada en Pa
31 %PDo es la pérdida de presión evaluada en la salida en Pa
32 %PDm es la pérdida de presión evaluada en la zona media en Pa
33 %PDvp es la pérdida de presión dinámica en Pa
34
35 Tai=Tai+273.15;
36 Tao=Tao+273.15;
37 R=287.08;
38 Av=pi*D^2/4;
39
40 %Cálculo caída de presión
41 rhoai=(Pa/(R*Tai))*(1-Wi/(Wi+0.62198))*(1+Wi);
42 rhoao=(Pa/(R*Tao))*(1-Wo/(Wo+0.62198))*(1+Wo);
43 rhoam=2*(1/rhoai+1/rhoao)^(-1);
44 mavi=mai+Wi*mai;
45 mavo=mai+Wo*mai;
46 mavm=(mavi+mavo)/2;
47 PDe=Kfe*Lfi*mavm^2/(2*rhoam*(Afre^2));
48 g=length(Kfi);
49 PDi=0;

```

```

50 for i=1:g
51     PDi=PDi+Kfi(i)*mavi^2/(2*rhoai*(Afre^2));
52 end
53 j=length(Kfo);
54 PDo=0;
55 for i=1:j
56     PDo=PDo+Kfo(i)*mavo^2/(2*rhoao*(Afre^2));
57 end
58 z=length(Kfm);
59 PDM=0;
60 for i=1:z
61     PDM=PDM+Kfm(i)*mavm^2/(2*rhoam*(Afre^2));
62 end
63
64
65 %Cálculo potencia del ventilador
66 V=input('¿Ventilador inducido o forzado? Inducido=1 Forzado=2' );
67 if V==1
68     PDvp=(1-Rc/100)*mavo^2/(2*rhoao*(Av^2));
69     PD=PDe+PDM+PDi+PDo+PDM+PDvp;
70     Wgrossfan=PD*(mavo/rhoao)*cv/100;
71     Wmotorshaft=Wgrossfan/MecEff*100;
72     Wmotorinput=Wmotorshaft/MotorEff*100;
73 end
74
75 if V==2
76     PDvp=(1-Rc/100)*mavi^2/(2*rhoai*(Av^2));
77     PD=PDe+PDM+PDi+PDo+PDM+PDvp;
78     Wgrossfan=PD*(mavi/rhoai)*cv/100;
79     Wmotorshaft=Wgrossfan/MecEff*100;
80     Wmotorinput=Wmotorshaft/MotorEff*100;
81 end
82
83 Wt=nv*Wmotorinput;

```



```

1 function [Wt,Wgrossfan,Wmotorshaft,Wmotorinput,PD,PDe,PDm,PDvp] = ↵
PotenciaVentiladorEstimada(Kfi,Lfi,Tai,Wi,Tao,Wo,Afre,mai,Pa,nv,cv,MecEff,MotorEff)
2
3 %           Entradas
4 %Kfi es el coeficiente de pérdidas del empaquetamiento en m-1
5 %Lfi es la longitud de empaquetamiento en m
6 %Tai es la temperatura del aire a la entrada del empaquetamiento en °C
7 %Wi es la humedad específica del aire a la entrada del empaquetamiento en kg/kg aire ↵
seco
8 %Tao es la temperatura del aire a la salida del empaquetamiento en °C
9 %Wo es la humedad específica del aire a la salida del empaquetamiento en kg/kg aire ↵
seco
10 %Afre es el area frontal de empaquetamiento en m2
11 %mai es el caudal de aire seco kg/s
12 %Pa es la presión atmosférica en Pa
13 %nv es el número de ventiladores activos
14 %cv es la capacidad de cada ventilador en %
15 %MecEff es la eficiencia mecánica del ventilador en %
16 %MotorEff es la eficiencia eléctrica del ventilador en %
17
18 %           Salidas
19 %Wt es la potencia total consumida por el sistema de ventiladores en W
20 %Wgrossfan es la potencia mecánica del ventilador en W
21 %Wmotorshaft es la potencia en el eje del ventilador en W
22 %Wmotorinput es la potencia consumida por el ventilador en W
23 %PD es la pérdida de presión total en Pa
24 %PDe es la pérdida de presión a través del empaquetamiento en Pa
25 %PDm es la pérdida de presión miscelanea en Pa
26 %PDvp es la pérdida de presión dinámica en Pa
27
28 Tai=Tai+273.15;
29 Tao=Tao+273.15;
30 R=287.08;
31
32 %Cálculo caída de presión
33 rhoai=(Pa/(R*Tai))*(1-Wi/(Wi+0.62198))*(1+Wi);
34 rhoao=(Pa/(R*Tao))*(1-Wo/(Wo+0.62198))*(1+Wo);
35 rhoam=2*(1/rhoai+1/rhoao)^(-1);
36 mavi=mai+Wi*mai;
37 mavo=mai+Wo*mai;
38 mavm=(mavi+mavo)/2;
39 PDe=Kfi*Lfi*mavm^2/(2*rhoam*(Afre^2));
40 PDm=6.5*mavm^2/(2*rhoam*(Afre^2));
41 PDvp=(2/3)*(PDe+PDm);
42 PD=PDe+PDm+PDvp;
43
44 %Cálculo potencia del ventilador
45 V=input('¿Ventilador inducido o forzado? Inducido=1 Forzado=2' );
46 if V==1
47 Wgrossfan=PD*(mavo/rhoao)*cv/100;
48 Wmotorshaft=Wgrossfan/MecEff*100;
49 Wmotorinput=Wmotorshaft/MotorEff*100;
50 end
51
52 if V==2
53 Wgrossfan=PD*(mavi/rhoai)*cv/100;

```

```
54 Wmotorshaft=Wgrossfan/MecEff*100;  
55 Wmotorinput=Wmotorshaft/MotorEff*100;  
56 end  
57  
58 Wt=nv*Wmotorinput;
```

```

1 function [TDH,Wgrosspump,Wmotorshaft,Wmotorinput,Wt] = PotenciaBomba(NH,CH,MH,Ps,Pd,
mw,MecEff,MotorEff,np,pc)
2
3 %           Entradas
4 %NH es la altura neta vertical entre el nivel operativo y la succión de agua en m
5 %CH es la caída de presión del condensador en m
6 %MH es la suma de las caídas de presión misceláneas en m
7 %Ps y Pd son las presiones de succión y descarga en bar,a
8 %mw en el caudal de agua de succión de la bomba en kg/s
9 %MecEff es el rendimiento de la bomba en %
10 %MotorEff es el rendimiento eléctrico del motor en %
11 %np es el número de bombas en acción
12 %pc es el porcentaje de capacidad de cada bomba en %
13
14 %           Salidas
15 %TDH es la altura total dinámica en m
16 %Wgrosspump es la potencia mecánica de la bomba en W
17 %Wmotorshaft es la potencia en el eje de la bomba en W
18 %Wmotorinput es la potencia consumida por la bomba en W
19 %Wt es la potencia total consumida por el sistema de bombeo en W
20
21
22 g=9.81;
23 VH=((Pd-Ps)*100000)/(1000*g);
24 TDH=NH+CH+MH+VH;
25
26 Wgrosspump=TDH*mw*g*pc/100;
27 Wmotorshaft=Wgrosspump/(MecEff/100);
28 Wmotorinput=Wmotorshaft/(MotorEff/100);
29 Wt=Wmotorinput*np;
30
31

```

```

1 function [mev,mbw,mwd,mmw] = ConsumoDeAgua(Wo,Wi,mai,mwi,nc,Dper)
2
3 %           Entradas
4 % Wo es la humedad específica del aire a la salida de la torre en kg/kg aire seco.
5 % Wi es la humedad específica del aire a la entrada de la torre en kg/kg aire seco.
6 % mai es el caudal de aire de entrada a la torre en kg/s
7 % mwi es el caudal de agua de entrada a la torre en kg/s
8 % nc es el número de ciclos de concentración
9 % Dper es el porcentaje de caudal de circulación perdido por el arrastre en %
10
11
12 %           Salidas
13 %mev es el caudal evaporado en kg/s
14 %mbw es el caudal de purga en kg/s
15 %mwd es el caudal de arrastre en kg/s
16 %mmw es el caudal de Make Up en kg/s
17
18 mev=mai*(Wo-Wi);%Caudal de agua de evaporación en kg/s
19 mwd=Dper/100*mwi;%Caudal de agua de pérdidas por arrastre en kg/s
20 mbw=(mev+mwd*(1-nc))/(nc-1);%Caudal de agua de purga en kg/s
21 mmw=mev+mbw+mwd;%Caudal de agua de reposición en kg/s
22
23 for i=1:1000
24 ncprint(i)=1+i/100;
25 mevprint(i)=mai*(Wo-Wi);
26 mwdprint(i)=Dper/100*mwi;
27 mbwprint(i)=(mevprint(i)+mwd*(1-ncprint(i)))/(ncprint(i)-1);
28 mmwprint(i)=mevprint(i)+mbwprint(i)+mwdprint(i);
29 end
30
31 plot(ncprint,mmwprint,'r')
32 TITLE('Make Up vs Ciclos de concentración')
33 XLABEL('Ciclos de concentración')
34 YLABEL('Make Up (kg/s)')
35 axis tight

```

```

1 function [Tai,Twbi,Wai] = Recirculacion(Ta,Twba,Tao,Twbo,Rc,Pa)
2
3 %           Entradas
4 % Ta es la temperatura de bulbo seco del aire ambiente en °C
5 % Twba es la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente en °C
6 % Tao es la temperatura de bulbo seco del aire a la salida en °C
7 % Twbo es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida en °C
8 % Rc es el porcentaje de recirculación %
9 % Pa es la presión atmosférica en Pa
10
11 %           Salidas
12 % Tai es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada en °C
13 % Twbi es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada en °C
14 % Wai es la humedad específica del aire a la entrada en kg/kg aire seco
15
16 Ta=Ta+273.15;
17 Tao=Tao+273.15;
18 Twba=Twba+273.15;
19 Twbo=Twbo+273.15;
20
21 Ifgwo=3.4831814*10^6-(5.8627703*10^3)*273.15+12.139568*273.15^2-(1.40290431*10^(-2))*
*273.15^3;
22
23 CpaTa=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Ta-273.15)+(7.083814*10^(-4))*(Ta-273.15)^2-
(2.705209*10^(-7))*(Ta-273.15)^3;
24 CpvTa=1.3605*10^3+(2.313334)*(Ta+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Ta+273.15)/2)^5+
(5.91332*10^(-13))*(((Ta+273.15)/2)^6);
25 zTa=10.79586*(1-273.16/Twba)+5.02808*log10(273.16/Twba)+(1.50474*10^(-4))*(1-10^
(-8.29692*(Twba/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twba))-1)+2.
786118312;
26 Pvwba=10^zTa;
27 Wa=((2501.6-2.3263*(Twba-273.15))/(2501.6+1.8577*(Ta-273.15)-4.184*(Twba-273.15)))*
(0.62509*Pvwba/(Pa-1.005*Pvwba))-(1.00416*(Ta-Twba))/(2501.6+1.8577*(Ta-273.15)-4.184*
(Twba-273.15));
28 Ima=CpaTa*(Ta-273.15)+Wa*(Ifgwo+CpvTa*(Ta-273.15));
29
30 CpaTao=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Tao-273.15)+(7.083814*10^(-4))*(Tao-273.15)
^2-(2.705209*10^(-7))*(Tao-273.15)^3;
31 CpvTao=1.3605*10^3+(2.313334)*(Tao+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Tao+273.15)/2)
^5+(5.91332*10^(-13))*(((Tao+273.15)/2)^6);
32 zTao=10.79586*(1-273.16/Twbo)+5.02808*log10(273.16/Twbo)+(1.50474*10^(-4))*(1-10^
(-8.29692*(Twbo/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twbo))-1)+2.
786118312;
33 Pvwbo=10^zTao;
34 Wao=((2501.6-2.3263*(Twbo-273.15))/(2501.6+1.8577*(Tao-273.15)-4.184*(Twbo-273.15)))*
(0.62509*Pvwbo/(Pa-1.005*Pvwbo))-(1.00416*(Tao-Twbo))/(2501.6+1.8577*(Tao-273.15)-
4.184*(Twbo-273.15));
35 Imao=CpaTao*(Tao-273.15)+Wao*(Ifgwo+CpvTao*(Tao-273.15));
36
37
38 Imai=Rc*(Imao-Ima)/100+Ima;
39 Imaiiv=0;
40 Wai=Wa*(1-Rc/100)+Rc*Wao/100;
41 Tai=Ta;
42
43 while Imai-Imaiiv>0.001

```

```

44 Tai=Tai+0.001;
45 CpaTai=1.045356*10^3-(3.161783*10^(-1))*(Tai-273.15)+(7.083814*10^(-4))*(Tai-273.15)
^2-(2.705209*10^(-7))*(Tai-273.15)^3;
46 CpvTai=1.3605*10^3+(2.313334)*(Tai+273.15)/2-(2.46784*(10^(-10)))*((Tai+273.15)/2)
^5+(5.91332*10^(-13))*(((Tai+273.15)/2)^6);
47 Imaiv=CpaTai*(Tai-273.15)+Wai*(Ifgwo+CpvTai*(Tai-273.15));
48 end
49
50 Twbi=Twba;
51 Waiv=0;
52 while Wai-Waiv>0.00001
53 Twbi=Twbi+0.001;
54 zTai=10.79586*(1-273.16/Twbi)+5.02808*log10(273.16/Twbi)+(1.50474*10^(-4))*(1-10^
(-8.29692*(Twbi/273.16-1)))+(4.2873*10^(-4))*(10^(4.76955*(1-273.16/Twbi))-1)+2.
786118312;
55 Pvwbi=10^zTai;
56 Waiv=((2501.6-2.3263*(Twbi-273.15))/(2501.6+1.8577*(Tai-273.15)-4.184*(Twbi-
273.15)))*(0.62509*Pvwbi/(Pa-1.005*Pvwbi))-(1.00416*(Tai-Twbi))/(2501.6+1.8577*(Tai-
273.15)-4.184*(Twbi-273.15));
57 end
58
59 Ta=Ta-273.15;
60 Tai=Tai-273.15;
61 Tao=Tao-273.15;
62 Twba=Twba-273.15;
63 Twbi=Twbi-273.15;
64 Twbo=Twbo-273.15;
65
66
67

```



BIBLIOGRAFÍA

I. LIBROS

A. F. Mills, Heat and Mass Transfer, Chicago, 1995.

D.G. Kröger, Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers, PennWell Corp, Tulsa, Oklahoma, 2004.

D. J. Flynn, The Nalco Water Handbook, Nalco Company, Third Edition.

F. Kreith and D. Yogi. Goswami, The CRC Handbook of Mechanical Engineering, Second Edition, 2004.

K.W. Li and A.P. Priddy, Power Plant System Design, 1985.

II. TESIS DOCTORALES

J.C. Kloppers, A critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers, Ph.D Thesis, University of Stellenbosch, South Africa, 2003.

Yngvi Gudmundsson , Performance evaluation of wet-cooling tower fills with computational fluid dynamics, March 2012.

III. INFORMACIÓN DE FABRICANTES Y ASOCIACIONES

ASHRAE, Cooling Tower Manual.

Brentwood, Fill Selection Flow Chart for ACCU-PAC Counterflow Fills.

Daeil Aqua Co Ltd, Cooling Tower Thermal Design Manual.

SPX Cooling Technologies Staff, Corrosion Resistant Materials for Cooling Towers, Thermal Science SPX-Marley.

SPX Cooling Technologies Staff (edited by John C. Hensley), Cooling Tower Fundamental, 2009.

SPX Cooling Technologies Staff, Cooling tower water quality: Management, treatment and monitoring system.

SPIG, Fill Selection Guide.

SPX, Purposes and types of fill.

IV. ESTUDIOS Y MANUALES.

B. M. Johnson, Cooling Tower Performance Prediction and Improvement; Volume 1: Applications Guide, EPRI Report GS6370; Volume 2: Knowledge Base, EPRI Report GS-6370, 1989.

Brad Buecker and Rich Aull, Cooling Tower Heat Transfer 201.

C. Bourillot, On the hypothesis of calculating the water flow rate evaporated in a wet cooling tower, EPRI Report CS-3144-SR, August 1983.

C. Bourillot, TEFERI, Numerical model for calculating the performance of an evaporative cooling tower, EPRI Report CS-3212-SR, August 1983.

D. R Baker and H.A. Shryock, A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, 1961.

Eusiel Rubio-Castro, Medardo Serna-González, José M. Ponce-Ortega and Arturo Jiménez-Gutiérrez, Optimal Design of Cooling Towers, Heat and Mass Transfer - Modeling and Simulation, 2011.

F. Bosnjakovic, Technische Thermodynamik, Theodor Steinkopf, Dresden, 1965.

F. Merkel, Verdunstungskühlung, VDI-Zeitchrift 70, January 1925.

Gaoming Ge, Fu Xiao, Shengwei Wang and Liang Pu, Effects of discharge recirculation in cooling towers on energy efficiency and visible plume potential of chilling plants, Applied Thermal Engineering 39, 2012.

H. Jaber and R.L. Webb, Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method, J. Heat Transfer 111, 1989.

H. J. Lowe and D.G. Christie, Heat Transfer and Pressure Drop Data on Cooling Tower Packings and Model Studies of the Resistance of Natural Draft Towers to Airflow, Proceedings of the International Heat Transfer Conference, Colorado, 1961.

H.R. Goshayshi and J.F. Missenden, The investigation of cooling tower packing in various arrangements, Applied Thermal Engineering 20, 2000.

J.C. Kloppers and D.G. Kröger, Loss coefficient correlation for wet-cooling tower fills, 2003.

J.C. Kloppers and D.G. Kröger, Refinement of the Transfer Characteristic Correlation of Wet-Cooling Tower Fills, 2005.

J.C. Kloppers and D.G. Kröger, A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of crossflow wet-cooling towers, 2004.

J.C. Kloppers and D.G. Kröger, Cooling Tower Performance: A Critical Evaluation of the Merkel Assumptions, 2004.



J.C. Kloppers and D.G. Kröger, A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers, 2004.

J.C. Kloppers and D.G. Kröger, The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers, 2003.

J.C. Kloppers and D.G. Kröger, Cooling Tower Performance Evaluation: Merkel, Poppe, and ϵ -NTU Methods of Analysis, 2005.

J.C. Kloppers, User's manual WCTPE Wet-Cooling Tower Performance Evaluation software, 2009.

J.L. Grange, Calculating the Evaporated Water Flow in a Wet Cooling Tower, 1994.

N. Milosavljevic and P. Heikkilä, A comprehensive approach to cooling tower design, Applied Thermal Engineering 21, 2001.

M. Poppe and H. Rögener, Berechnung von Rückkühlwerken, VDI Wärmeatlas, 1991.

S. M Zivi and B.B. Brand, An analysis of the crossflow cooling tower, Refrigeration Engineering, vol 64, 1956.



V. NORMAS

CTI ATC 105, Acceptance test code for water cooling tower, February 2000.

ASME PTC, Atmospheric Water Cooling Equipment, PTC 23, 2003.

VI. REVISTAS

Donald Zelek, Guidelines for Selecting the Proper Film Fill, CTI Journal Winter 2007, Vol 28 n°1.

Frank Morrison, Living in a Material World: Proper Selection of the Materials of Construction for Cooling Towers in Commercial HVAC and Industrial Applications, CTI Journal Winter 2008, Vol 29 n°1.

Michel Monjoie, Fill Design in Relation with Fouling and Scaling Resistance, CTI Journal Winter 2012, Vol 33 n°1.

Robert Fulkerson, Crossflow Cooling Tower Performance Calculations, CTI Journal Winter 2009, Vol 30 n°1.

Toby L. Daley, Performance Comparison of Counterflow Reduced Fouling, CTI Journal Summer 2006, Vol 27 n°2.

VII. CURSOS Y SEMINARIOS

CEDengineering, Continuing Education and Development, Inc, Cooling Towers, Course No: M07-001.

Cooling Tower Depot, Cooling Tower Seminar.

Esindus, seminario de torres de refrigeración.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

A	Área en m^2
a	Superficie por unidad de volumen en m^{-1}
B	Caudal de purga o blowdown en kg/s
C	Capacidad calorífica en W/K, constante o capacidad de la torre en kg/s
Coc	Ciclos de concentración
C_p	Calor específico a presión constante en J/KgK
D	Diámetro en m o caudal de arrastre en kg/s
e o ε	Efectividad
E	Caudal de evaporación en kg/s
G o L	Velocidad másica kg/m^2s (L y G sin subíndices representan agua y aire respectivamente)
g	Aceleración de la gravedad en m/s^2
h	Coefficiente de transferencia de calor en W/m^2K o entalpía J/kg
h_D	Coefficiente de transferencia de masa en m/s
h_d	Coefficiente de transferencia de masa en kg/m^2s
i	Entalpía en J/kg
i_{fg}	Calor latente en J/kg
k	Coefficiente de pérdidas
L	Longitud en m o caudal de fugas en kg/s
Lef	Factor de Lewis
m o \dot{m}	Caudal másico en kg/s
M	Make up o caudal de reposición en kg/s
Me	Merkel
NTU	Unidades de transferencia de calor



P	Presión en Pa o N/m^2
pH	Medida de acidez
Q o q	Carga térmica en W
Q o q	Flujo de calor en W/m^2
R	Constante de gas en J/kgK
T	Temperatura en $^{\circ}\text{C}$ o K
v	Velocidad en m/s
w	Humedad específica en kg vapor/kg aire seco
W	Potencia en W o humedad específica en kg vapor/kg aire seco
x	Coordenada
y	Coordenada
z	Coordenada
ξ	Coordenada adimensional
η	Coordenada adimensional
λ	Factor de corrección del método e-NTU
ρ	Densidad en kg/m^3
Δ	Diferencial



Subíndices

a	Aire seco, aire o ambiente
av	Aire húmedo
c	Sensible
cell	Célula
d	Arrastre (fd) o diseño
e, ev o evap	Evaporativo
fr	Frontal
fi o f	Empaquetamiento
i	Inicial o entrada
m	Medio o latente
max	Máximo
min	Mínimo
mis	Misceláneo
o	Final o salida
p	Poppe
s	Saturado
sa	Saturado a la temperatura del aire
ss	Sobresaturado
sw	Saturado a la temperatura del agua
t	Test o total
v	Vapor
vp	Presión dinámica
wb	Bulbo húmedo
w	Agua



Abreviaturas:

ABS	Acrilonitrilo Butadieno Estireno
ACC	Acid Copper Chromate
AGMA	American Gear Manufacturers Association
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ASME	American Society of Mechanical Engineers
CFD	Computational Fluid Dynamics
CTI	Cooling Tower Institute
HMBD	Heat and Mass Balance Diagram
FRP	Fibre-Reinforced Plastic
NEMA	National Electrical Manufacturers Association
NFPA	National Fire Protection Association
NPDES	National Pollutant Discharge Elimination System
PTC	Performance Test Code
PVC	Policloruro de Vinilo
TEFC	Totally Enclosed Fan Cooled
UL	Underwriters Laboratories
RTD	Resistance Temperature Detector

REFERENCIAS

- [1] SPX Cooling Technologies Staff, Corrosion Resistant Materials for Cooling Towers, Thermal Science SPX-Marley.
- [2] SPX Cooling Technologies Staff, edited by John C. Hensley, Cooling Tower Fundamental, 2009.
- [3] Daeil Aqua Co Ltd, Cooling Tower Thermal Design Manual.
- [4] Michel Monjoie, Fill Design in Relation with Fouling and Scaling Resistance, CTI Journal Winter 2012, Vol 33 nº1.
- [5] Donald Zelek, Guidelines for Selecting the Proper Film Fill, CTI Journal Winter 2007, Vol 28 nº1.
- [6] Brad Buecker and Rich Aull, Cooling Tower Heat Transfer 201.
- [7] F. Merkel, Verdunstungskühlung, VDI-Zeitschrift 70, January 1925.
- [8] S. M Zivi and B.B. Brand, An analysis of the crossflow cooling tower, Refrigeration Engineering, vol 64, 1956.
- [9] C. Bourillot, On the hypothesis of calculating the water flow rate evaporated in a wet cooling tower, EPRI Report CS-3144-SR, August 1983.
- [10] C. Bourillot, TEFERI, Numerical model for calculating the performance of an evaporative cooling tower, EPRI Report CS-3212-SR, August 1983.
- [11] H. Jaber and R.L. Webb, Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method, J. Heat Transfer 111, 1989.
- [12] M. Poppe and H. Rögener, Berechnung von Rückkühlwerken, VDI Wärmeatlas, 1991.
- [13] J.C. Kloppers and D.G. Kröger, A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers, 2004.
- [14] F. Bosnjakovic, Technische Thermodynamik, Theodor Steinkopf, Dresden, 1965.
- [15] J.C. Kloppers and D.G. Kröger, A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of crossflow wet-cooling towers, 2004.
- [16] J.C. Kloppers and D.G. Kröger, Cooling Tower Performance: A Critical Evaluation of the Merkel Assumptions, 2004.
- [17] J.L. Grange, Calculating the Evaporated Water Flow in a Wet Cooling Tower, 1994.
- [18] J.C. Kloppers and D.G. Kröger, The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers, 2003.

- [19] J.C. Kloppers, A critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers, Ph.D Thesis, University of Stellenbosch, South Africa, 2003.
- [20] D. R Baker and H.A. Shryock, A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, 1961.
- [21] H. J. Lowe and D.G. Christie, Heat Transfer and Pressure Drop Data on Cooling Tower Packings and Model Studies of the Resistance of Natural Draft Towers to Airflow, Proceedings of the International Heat Transfer Conference, Colorado, 1961.
- [22] D.G. Kröger, Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers, PennWell Corp, Tulsa, Oklahoma, 2004.
- [23] B. M. Johnson, Cooling Tower Performance Prediction and Improvement; Volume 1: Applications Guide, EPRI Report GS6370; Volume 2: Knowledge Base, EPRI Report GS-6370, 1989.
- [24] J.C. Kloppers and D.G. Kröger, Refinement of the Transfer Characteristic Correlation of Wet-Cooling Tower Fills, 2005.
- [25] J.C. Kloppers, User's manual WCTPE Wet-Cooling Tower Performance Evaluation software, 2009.
- [26] K.W. Li and A.P. Priddy, Power Plant System Design, 1985.
- [27] Eusiel Rubio-Castro, Medardo Serna-González, José M. Ponce-Ortega and Arturo Jiménez-Gutiérrez, Optimal Design of Cooling Towers, Heat and Mass Transfer - Modeling and Simulation, 2011.
- [28] N. Milosavljevic and P. Heikkilä, A comprehensive approach to cooling tower design, Applied Thermal Engineering 21, 2001.
- [29] H.R. Goshayshi and J.F. Missenden, The investigation of cooling tower packing in various arrangements, Applied Thermal Engineering 20, 2000.
- [30] J.C. Kloppers and D.G. Kröger, Loss coefficient correlation for wet-cooling tower fills, 2003.
- [31] A F. Mills, Heat and Mass Transfer, Chicago, 1995.
- [32] Gaoming Ge, Fu Xiao, Shengwei Wang and Liang Pu, Effects of discharge recirculation in cooling towers on energy efficiency and visible plume potential of chilling plants, Applied Thermal Engineering 39, 2012.